



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID  
DEPARTAMENTO DE TÉRMICA Y DE FLUIDOS  
INGENIERÍA INDUSTRIAL

**PROYECTO FINAL DE CARRERA**

# **SELECCIÓN Y DISEÑO DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS**

**Autor: César Gil Tolmo**

**Tutor: Domingo Santana**

**Enero 2013**



### **Agradecimientos**

A todas aquellas personas que me han ido apoyando y ayudando día a día, haciendo que la ardua tarea de realizar este proyecto se haga más amena. Y a aquellos que, de manera inconsciente, han hecho que mi vida cada vez sea mejor.



## ÍNDICE

Resumen.....	9
PARTE I .....	11
1. Introducción .....	13
2. Reseña histórica de los compresores.....	17
3. Aplicación de los compresores en la industria.....	19
4. Clasificación de los compresores .....	21
4.1. Compresores dinámicos .....	21
4.2. Compresores de desplazamiento positivo .....	25
5. Comparación entre compresores dinámicos y de desplazamiento positivo .....	31
6. Componentes de un compresor centrífugo .....	33
6.1. Impulsor .....	33
6.2. Difusor .....	36
6.3. Rotor.....	37
6.4. Plato o collar de empuje .....	38
6.5. Pistón de balance .....	38
6.6. Dispositivo de sellado.....	39
6.7. Cojinetes radiales .....	40
6.8. Cojinete de empuje .....	41
6.9. Álabes guía de entrada.....	41
6.10. Diafragma .....	42
6.11. Barril .....	43
6.12. Carcasa .....	43
7. Equipos y sistemas auxiliares de los compresores.....	45
7.1. Presostato .....	45
7.2. Manómetro .....	45
7.3. Intercooler (enfriador o refrigerador).....	45
7.4. Tanque.....	46
7.5. Regulador de intermitencias (interruptor).....	46
7.6. Filtro .....	46
7.7. Sistema de lubricación de aceite.....	47

7.8. Sistema anti-surge .....	49
7.9. Acoplamientos.....	51
7.10. Sistema de venteo de vapores .....	54
8. Comportamiento rotodinámico .....	55
8.1. Respuesta al desbalance .....	55
8.2. Inestabilidad .....	57
9. Efectos del ensuciamiento .....	59
10. Fallas en un compresor dinámico .....	61
10.1. Falla de impulsor .....	61
10.2. Oscilación de la presión de aspiración .....	61
10.3. Alta temperatura de cojinete de empuje.....	61
10.4. Alta vibración del compresor .....	61
11. Termodinámica del proceso.....	63
11.1. Estados de equilibrio de un fluido y procesos termodinámicos .....	63
11.2. Propiedades fundamentales de los fluidos .....	63
11.3. El gas perfecto y el gas real. Ecuaciones de estado .....	66
12. Características de los compresores centrífugos.....	71
12.1. Relación de compresión máxima en una etapa de un compresor.....	73
12.2. Relación de compresión máxima en un compresor de varios escalonamientos .....	74
12.3. Relaciones de compresión .....	75
12.4. Refrigeración .....	79
12.5. Ángulo de salida de los álabes del impulsor radial de baja presión.....	87
12.6. Factor de disminución de trabajo de los compresores centrífugos.....	90
13. Características generales de los compresores .....	93
13.1. Rendimiento de los compresores.....	93
13.2. Número específico de revoluciones.....	94
13.3. Incremento de presión .....	96
13.4. Funcionamiento de los compresores fuera del punto de diseño .....	98
13.5. Curvas características generales de un compresor.....	99
13.6. Estudio particular de un escalonamiento .....	100
14. Diseño de un compresor centrífugo.....	103
14.1. Cálculo de la altura politrópica.....	103
14.2. Cálculo de la potencia del compresor .....	104
14.3. Cálculo de la temperatura a la salida .....	104

14.4. Selección del número de revoluciones .....	104
14.5. Determinación del número de escalonamientos .....	105
14.6. Cálculo geométrico principal.....	107
14.7. Variación del caudal .....	109
14.8. Estimación simultánea de las dimensiones principales del impulsor .....	110
14.9. Número y trazado de los álabes .....	114
14.10. Cálculo de la corona directriz sin álabes .....	116
14.11. Cálculo de la corona directriz con álabes .....	117
PARTE II .....	119
15. Método de cálculo para el diseño de un compresor centrífugo.....	121
15.1. Caso A: caso sin intercooler .....	122
15.2. Caso B: caso con intercooler .....	131
16. Resultados finales.....	157
16.1. Caso A: caso sin intercooler .....	157
16.2. Caso B: caso con intercooler .....	159
17. Conclusiones.....	165
18. Bibliografía .....	171
ANEXO I .....	173
ANEXO II .....	179
ANEXO III .....	193
ANEXO IV .....	197
ANEXO V .....	203
ANEXO VI .....	241





## Resumen

En el mundo de la industria, el transporte de gases de un lugar a otro resulta imprescindible, pues todo proceso necesita tener alimentación constante de un fluido para poder llevar a cabo la tarea para el cual ha sido asignado.

Como se verá en el primer capítulo del proyecto, existen multitud de compresores. Desde pequeños compresores, como por ejemplo, una bomba para hinchar balones, hasta turbocompresores dotados de una tecnología asombrosa, capaces de requerir megavatios de potencia. El mundo del compresor es muy extenso y muchas veces complejo.

La mayoría de diseños de compresores están basados en experiencias previas de los fabricantes, por lo que resulta muy difícil establecer unos valores predeterminados para llegar a unos resultados satisfactorios.

Este proyecto nace con la intención de dotar al lector, de manera fácil y rápida, de las herramientas básicas para realizar el diseño de un compresor centrífugo. Haciendo uso de la teoría desarrollada en el proyecto y un programa informático, se obtendrán resultados muy próximos a la realidad. Es cierto que para la realización de este proyecto, se ha recurrido a valores experimentales tabulados por fabricantes, pues, como se ha comentado anteriormente, es muy difícil realizar un diseño empezando de cero, sin tener experiencia previa.

El proyecto está dividido en dos partes. Una primera parte, en la que se agrupa toda la teoría necesaria para el diseño de un compresor, y una segunda parte en la que se realizan todos los cálculos y representación final de resultados. Por último se encuentran los anexos que ayudarán a entender al lector el desarrollo completo del diseño.

Se expondrán dos casos: uno en el que será necesaria la utilización de refrigeradores intermedios y otra más sencilla en la que no serán necesarios. Ambos casos utilizarán gases de la industria, por lo que se tratarán como gases reales, donde el factor de compresibilidad del gas y el exponente politrópico jugarán un papel muy importante.

Para el desarrollo matemático se utilizará el software Mathcad®. Mathcad® es un programa algebraico de computadora distribuido por PTC con prestaciones de cálculo numérico y simbólico, que ofrece la capacidad de resolver, compartir, reutilizar y analizar los cálculos sin tener que aprender a usar un nuevo lenguaje de programación.



# PARTE I



## 1. Introducción

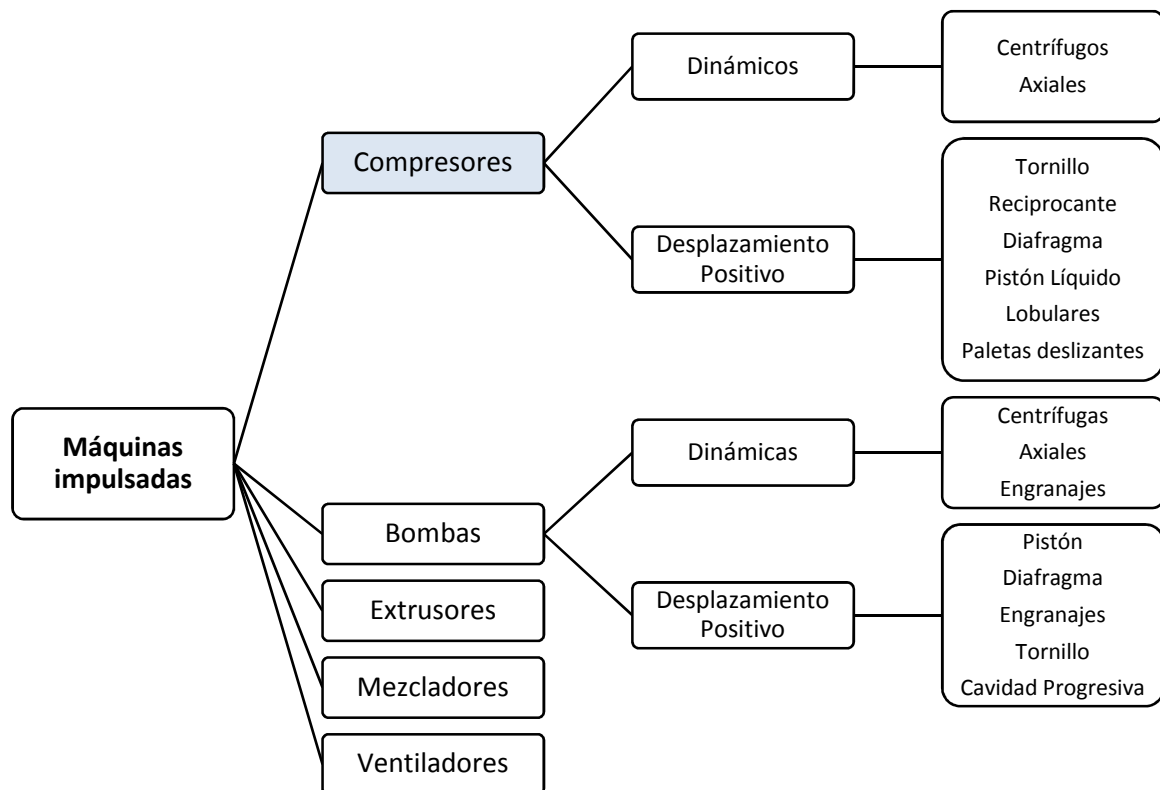
Los compresores son máquinas rotativas capaces de impulsar gases de un punto a otro aumentando a su vez la presión, permitiendo el desplazamiento del fluido y su suministro a mayor presión. Hay que tener en cuenta que el gas es un fluido compresible cuyo volumen cambia con la presión, temperatura y composición del mismo, por lo que el estudio termodinámico es imprescindible.

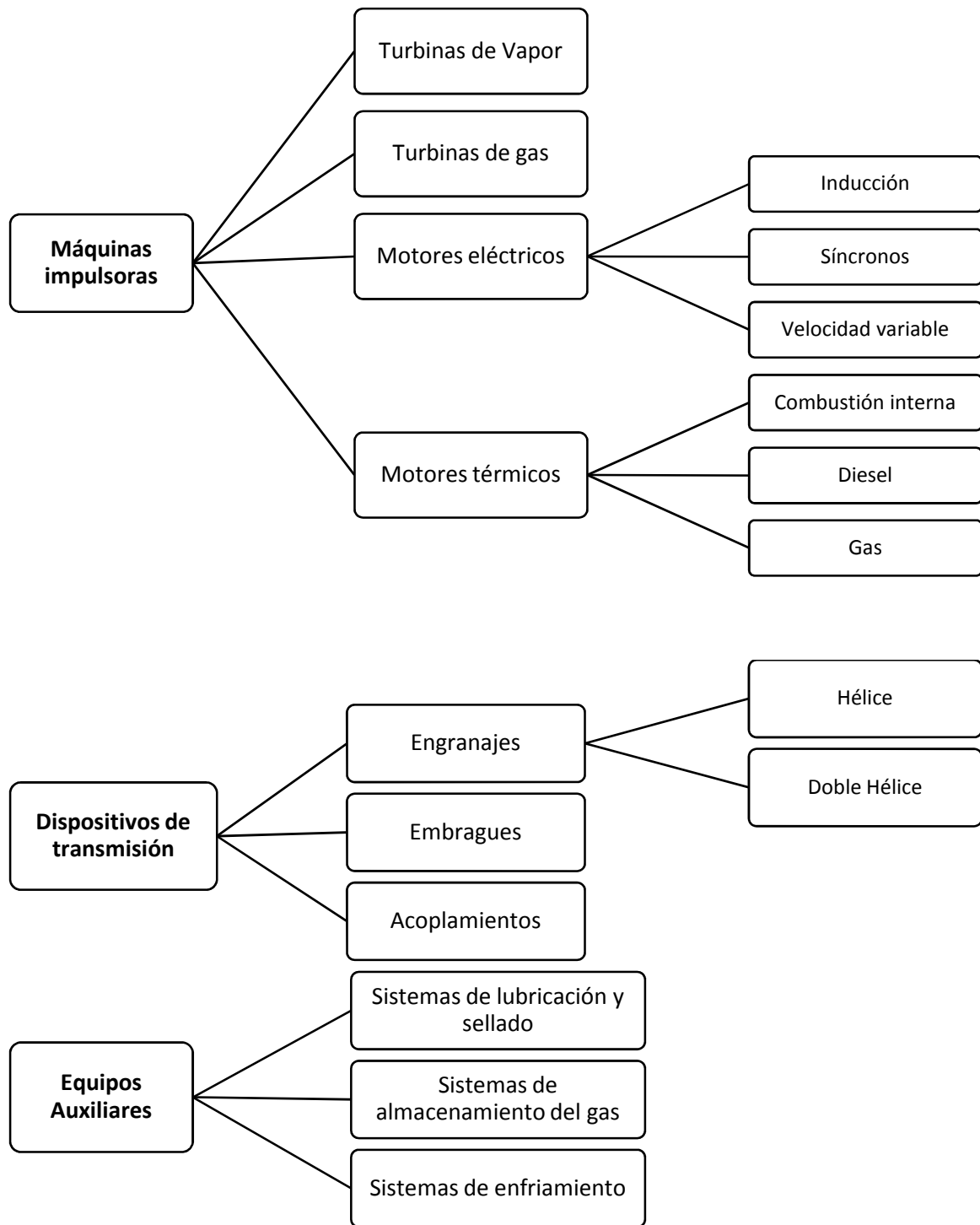
Antes de introducirnos de lleno en los compresores, veamos que son las máquinas rotativas. Una máquina rotativa, como su propio nombre indica, es una máquina capaz de mover productos, siendo éstos sólidos, líquidos o gases.

Existen cuatro tipos básicos de máquinas rotativas:

1. Impulsadas
2. Impulsoras
3. Dispositivos de transmisión
4. Equipos auxiliares

A continuación se muestra detalladamente esta clasificación:





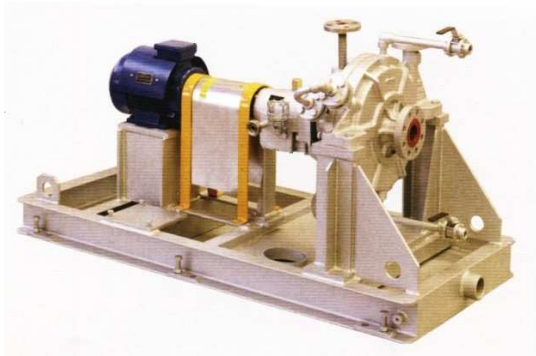


Figura 1.1. Bomba centrífuga.



Figura 1.2. Compresor centrífugo.



Figura 1.3. Turbina de vapor.

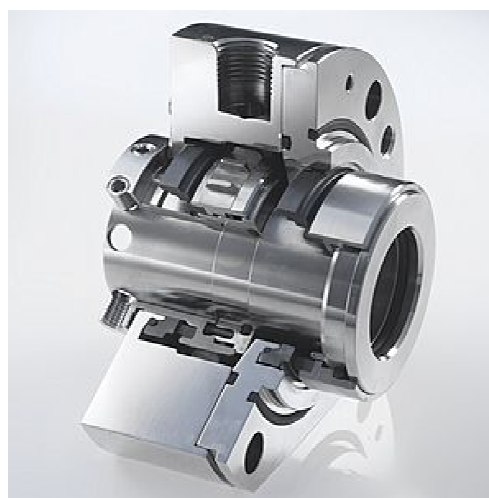


Figura 1.4. Sello mecánico.

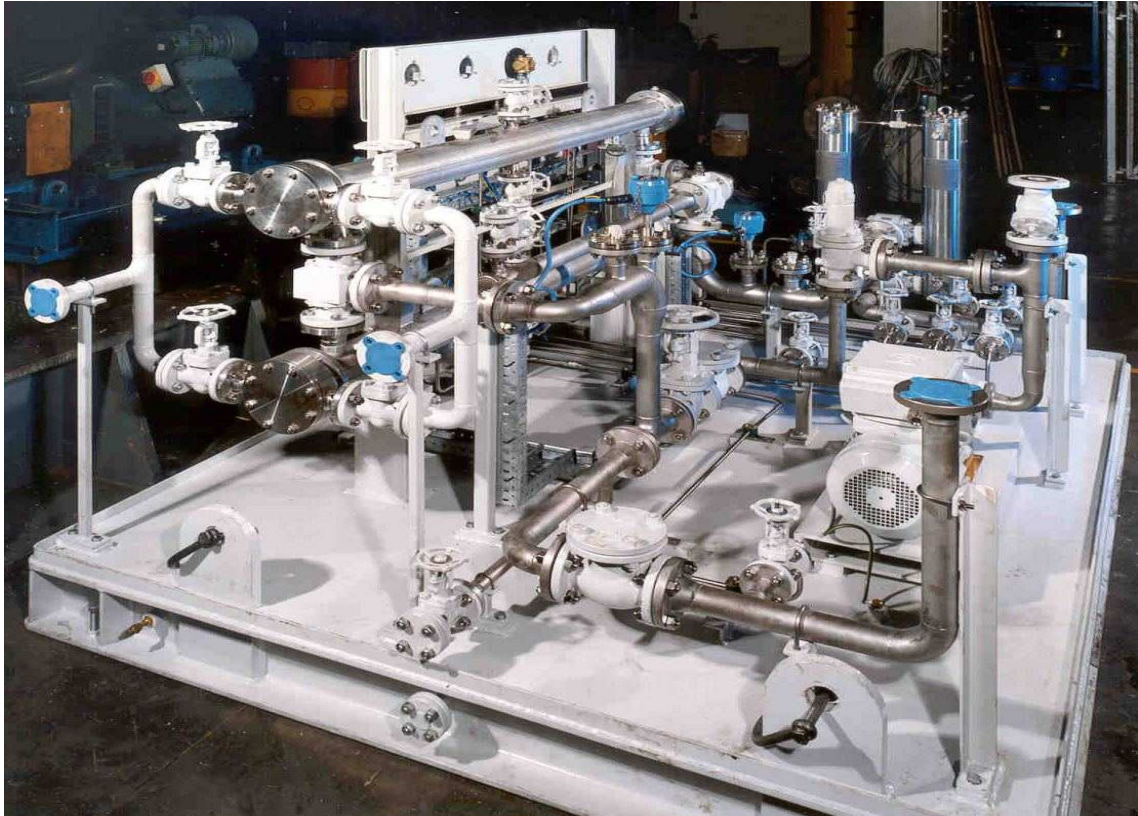


Figura 1.5. Sistema de lubricación típico.



## 2. Reseña histórica de los compresores

Los herreros antiguos solían gritar y rugir para intensificar su fuego y de esta forma facilitaban forjar el hierro, y aunque no se consideren el primer antecedente a los compresores de aire actuales, sí lo fueron. Los gritos y rugidos inhalaban aire en su expansión, luego se exhala mediante una pequeña apertura al final, logrando controlar la cantidad de aire a una localización específica. Durante el siglo XVII, el ingeniero físico alemán Otto von Guericke experimentó y mejoró los compresores de aire.

En 1650, Guericke inventó la primera bomba de aire, la cual podía producir un vacío parcial y él mismo usó ésta para estudiar el fenómeno del vacío y el papel del aire en la combustión y la respiración. En 1829, la primera fase o componente del compresor de aire fue patentada. Dicho componente comprimía aire en cilindros sucesivos.

En 1872, la eficiencia del compresor fue mejorada mediante el enfriamiento de los cilindros por motores de agua, que causó a su vez la invención de cilindros de agua.

Uno de los primeros usos modernos de los compresores de aire fue gracias a los buzos de mares profundos, quienes necesitaban un suministro de la superficie para sobrevivir. Los buzos que emplearon compresores de aire tuvieron lugar en 1943. Los primeros mineros utilizaron motores de vapor para producir suficiente presión para operar sus taladros, incluso cuando dichos dispositivos eran extremadamente peligrosos para los mineros.

Con la invención del motor de combustión interna, se creó un diseño totalmente nuevo para los compresores de aire. En 1960 los auto-lavados de auto-servicios, alta-presión y “hazlo tú mismo” se hicieron populares gracias a los compresores de aire. Actualmente, ya sea un mecánico que disfruta de realizar por sí mismo las reparaciones de automóviles o simplemente se elige tener un compresor de aire en el hogar para llenar las llantas de las bicicletas, el compresor de aire se ha convertido en una pieza rentable para equipo de cochera. Los compresores de aire se pueden conseguir en su presentación eléctrica o de gasolina, siendo más accesibles para consumidores hogareños. Un émbolo bombea aire comprimido dentro de un tanque a cierta presión, donde se mantiene hasta que es requerido para ciertas acciones tales como hinchar llantas o apoyar el empleo de herramientas neumáticas. La mayoría de las compañías constructoras utilizan los compresores de aire potenciados por gasolina, los cuales son transportados en vagonetas.

Es difícil encontrar una casa residencial sin la intervención de un compresor de aire que permita trabajar al martillo eléctrico, ni se encontrará equipo pesado de las mismas compañías carentes del compresor debido a que es una herramienta esencial para llenar las llantas y operar los distintos tipos de llaves.

El aire comprimido es una herramienta sumamente importante y hoy en día su eficiencia, la contaminación y su accesibilidad le dan la popularidad que tienen en el mercado.



Figura 2.1. Bomba de aire de Otto von Guericke (1650).



Figura 2.2. Compresor (s. XXI).

### 3. Aplicación de los compresores en la industria

En la industria del aire comprimido, y gases en general, se usa el compresor de pistón (o reciprocante) hasta las decenas de kW. Hasta los centenares de kW se usa el compresor de tornillo, también de desplazamiento positivo (o volumétrico), pero a partir de estas cifras se utiliza el compresor centrífugo, y en tamaños de MW se usa el compresor axial. Cuando no se tolera aceite en el gas es necesario recurrir al compresor centrífugo, incluso en tamaños que son dominio del compresor de tornillo, si bien hay modelos de tornillo libres de aceite.

En los sistemas de producción de frío por compresión del gas, al igual que en compresor de aire, se emplean compresores de pistón y de tornillo en los tamaños menores. En grandes tamaños se recurre a los compresores. Principalmente se usan compresores centrífugos a partir de 400 kW de potencia al eje.

En aviación se emplea aire sangrado del compresor. Tras ser enfriado hasta temperatura ambiente, mueve una turbina unida a un compresor de baja relación de compresión. Éste alimenta la cabina, lográndose así su presurizado y climatización. El frío necesario en dicha climatización se obtiene del aire que sale de la turbina, ya que ha sufrido en ella una expansión adiabática.

En la industria química, el aire comprimido resulta de vital importancia para la operación de maquinaria industrial y múltiples aplicaciones que permiten que la materia prima entre por un lado de la línea de producción y el producto terminado salga por el extremo opuesto. También son muy utilizados en las fases de la industria del petróleo: *upstream* (exploración y producción), *midstream* (transporte, procesos y almacenamiento) y *downstream* (refino, venta y distribución).



## 4. Clasificación de los compresores

Los compresores se pueden clasificar en: dinámicos y de desplazamiento positivo (o volumétricos).

En los compresores de desplazamiento positivo el gas aumenta su presión mediante su reducción de volumen. Los compresores dinámicos aceleran el gas e incrementan la energía cinética la cual es convertida en presión.

El tipo de compresor que se va a utilizar para una determinada aplicación además dependerá del caudal, de la presión y de la capacidad del gas para ser comprimido.

En general, los compresores dinámicos son la primera opción dado que los costes de mantenimiento son muy bajos. La siguiente opción serían los de desplazamiento positivo, ya que no tienen válvulas y el gas está libre de pulsaciones. La última opción sería un compresor recíprocante, que es un tipo de compresor volumétrico, ya que tiene el coste de mantenimiento más alto y el gas produce pulsaciones.

### 4.1. Compresores dinámicos

Existen dos tipos de compresores dinámicos: centrífugos y axiales. A los compresores dinámicos también se les conoce como turbocompresores (centrífugos o axiales), dado que son turbomáquinas.

#### 4.1.1. Compresores centrífugos

Los compresores centrífugos incrementan la energía cinética de un gas aumentando la velocidad tangencial del gas (ver figura 4.1). El gas entra en el compresor a través de la tobera de admisión, pasando por el impulsor o rodete, generando un flujo turbulento. El impulsor, que es como un disco con palas, está montado sobre un eje rotatorio. Este recibe el gas desde la tobera de admisión y lo comprime incrementando la energía cinética del gas, que se puede considerar proporcional al producto de la velocidad en la punta del álabe  $U$  y la velocidad tangencial en el impulsor.  $W$  representa la velocidad relativa del álabe. La velocidad resultante  $C$  es el vector suma de la velocidad relativa y la velocidad en la punta del álabe.

Rodeando al impulsor, se encuentra el difusor, que tiene la misión de reducir gradualmente la velocidad del gas cuando éste sale del impulsor. El difusor convierte la velocidad de la energía cinética a un nivel de presión superior. En un compresor de una etapa, el gas abandona el difusor atravesando un canal que se encuentra en la carcasa, y finalmente sale por la tobera o caracol de descarga. En un compresor de varias etapas, el gas que sale del difusor va directamente al impulsor de la siguiente etapa.

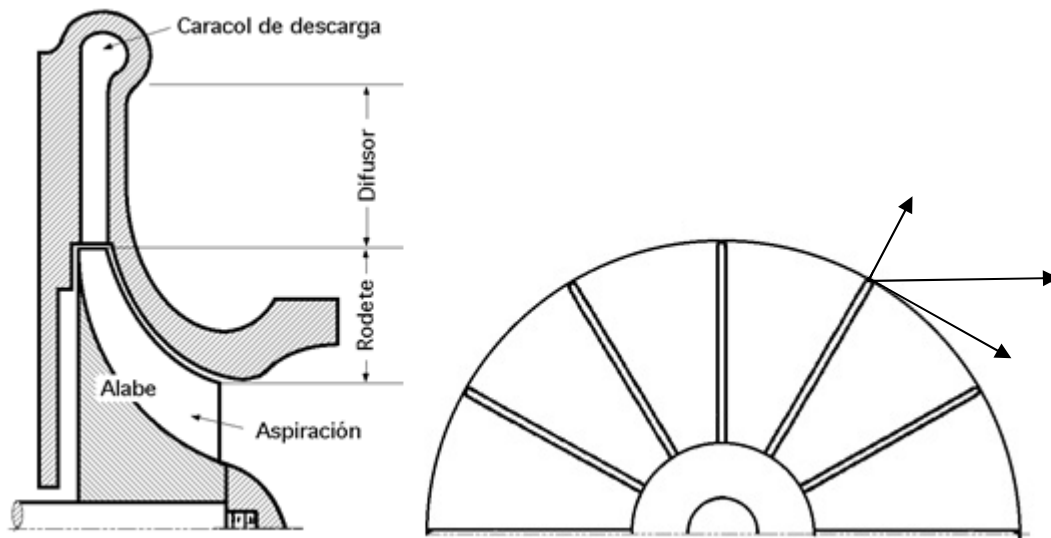


Figura 4.1. Compresor centrífugo. El gas es dirigido hacia el impulsor desde la succión mediante los álabes del estator.

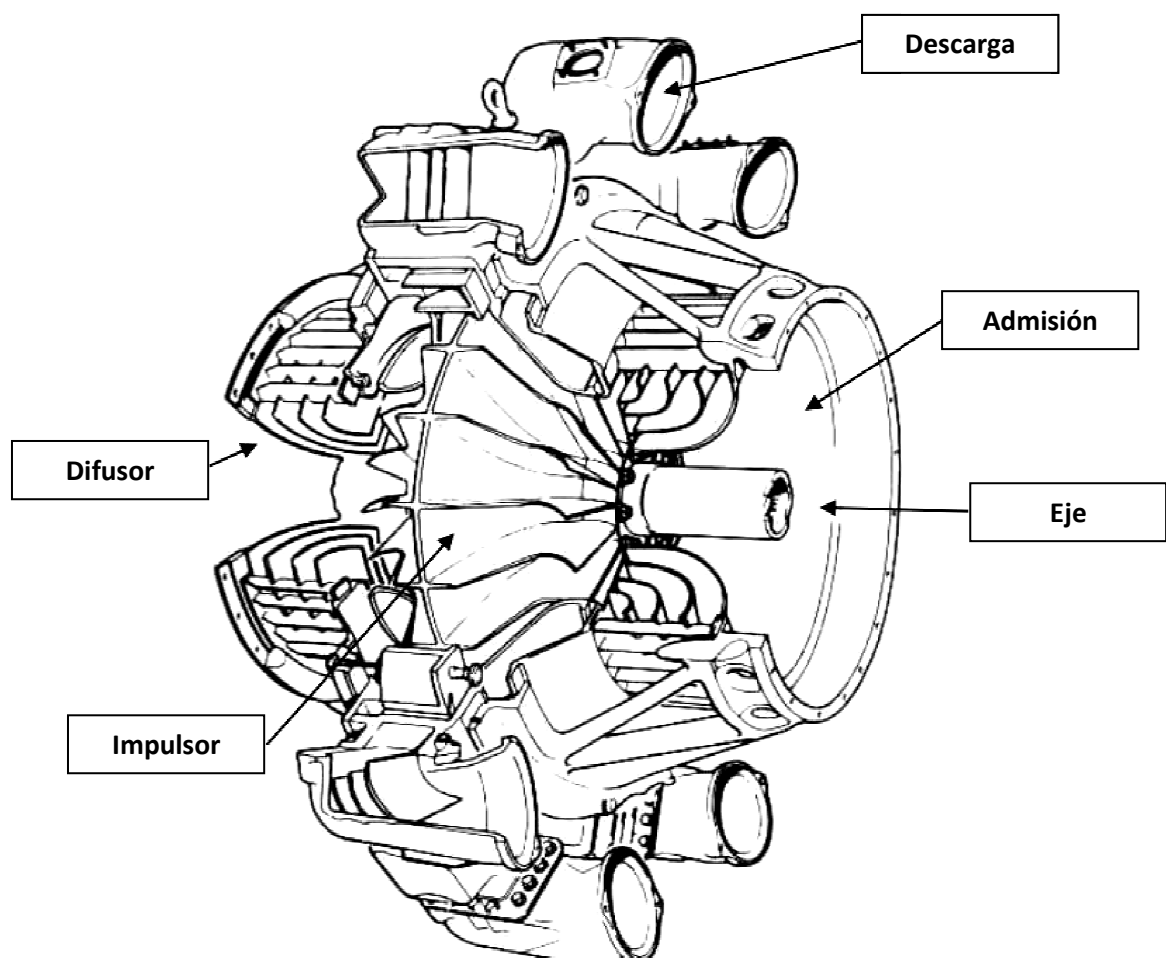


Figura 4.2. Compresor centrífugo de una etapa. Se pueden ver algunos elementos que lo componen.



Figura 4.3. Compresor de varias etapas. Cada disco (impulsor) representa una etapa, en la que el gas se comprime, aumentando su energía, pasando a la siguiente. En esta imagen no hay difusores, sólo impulsores.

#### 4.1.2. Compresores axiales

En la figura 4.4 se muestra un compresor axial típico. Un compresor axial consta de un eje con álabes rotativos (rotor) y una carcasa cónica con álabes fijos (estator). Cada conjunto de álabes del rotor está acompañado por los álabes del estator. El gas entra por la tobera de admisión, la cual guía el gas hasta la voluta (zona de descarga). En la entrada de la voluta, el gas se acelera, atravesando los álabes del estator. Los álabes del estator hacen que la velocidad del gas aumente, incrementando así la energía cinética del gas. Los álabes del rotor actúan como difusores, haciendo que la velocidad del gas disminuya, provocando un aumento de la presión. Los álabes del estator orientan el gas hacia el siguiente conjunto de álabes. De esta manera, se va acelerando y decelerando el gas hasta su descarga. La presión aumenta cada vez que el gas circula por los álabes del estator. Finalmente, el gas pasa por la salida de la voluta y por la tobera de descarga, abandonando el compresor.



Figura 4.4. Compresor axial multi-etapa.

#### 4.1.3. Comparación entre los compresores centrífugos y los axiales

El compresor centrífugo tiene las siguientes ventajas sobre el axial:

- Mayor robustez, y por tanto, mayor seguridad en la explotación.
- Menor número de escalonamientos.
- Mayor facilidad de alojamiento de los sistemas de refrigeración intermedia.
- Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.

El compresor axial ofrece las siguientes ventajas con relación al centrífugo:

- Mejor rendimiento.
- Para un mismo gasto másico y presión, mayor número de revoluciones.
- El compresor axial tiene menor volumen, menor superficie frontal, y menor peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión. Esta ventaja es excepcionalmente importante en aviación, e históricamente constituyó el estímulo para la evolución del compresor axial con destino a los turborreactores. La ventaja se hace patente en el campo de las relaciones de compresión elevadas y grandes potencias. Por esta razón, los compresores de las turbinas de gas de gran potencia suelen ser axiales y los de turbina de gas de pequeña potencia, centrífugos.

Si la relación de compresión es pequeña, ésta se puede lograr con un compresor centrífugo de un solo escalonamiento o etapa, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un compresor axial, que necesariamente tendría que ser de varios escalonamientos.

La relación de compresión por escalonamiento es:

	Valores máximos	Valores normales
Compresor centrífugo	$3 \div 5$	$1,5 \div 2,5$
Compresor axial	$1,5 \div 2$	$1,05 \div 1,2$

Tabla 4.1. Relaciones de compresión por escalonamiento de los compresores.



## 4.2. Compresores de desplazamiento positivo

Los compresores de desplazamiento positivo se utilizan para aplicaciones con caudales pequeños y/o pesos moleculares pequeños. Existen varios tipos:

### 4.2.1. Compresores lobulares

Se conocen como compresores de doble rotor o de doble impulsor aquellos que trabajan con dos rotores acoplados, montados sobre ejes paralelos, para una misma etapa de compresión. Una máquina de este tipo muy difundida es el compresor lobular. Esta unidad consiste esencialmente de dos rotores montados en una carcasa y conectados por engranajes conducidos por el cigüeñal. Los dos rotores son diseñados de tal forma que no tienen contacto alguno entre ellos ni con la carcasa, pero los juegos deben ser lo más estrechos posible para asegurar pequeñas pérdidas de gas cuando está operando a bajas velocidades.

Para evitar el contacto entre los lóbulos, éstos están perfectamente sincronizados.

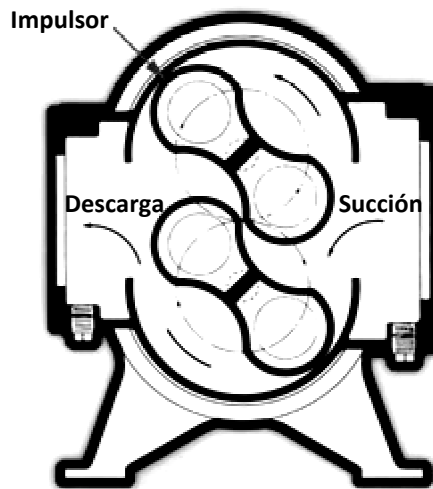


Figura 4.5. Compresor lobular, formado por dos rotores. Cada rotor tiene dos lóbulos que comprimen los gases.

### 4.2.2. Compresores de paletas deslizantes

Este tipo de compresores consiste básicamente en una cavidad cilíndrica dentro de la cual está ubicado en forma excéntrica un rotor con ranuras profundas. Unas paletas rectangulares se deslizan libremente dentro de las ranuras de forma que al girar el rotor, la fuerza centrífuga empuja las paletas contra la pared del cilindro. El gas al entrar, es atrapado en los espacios que forman las paletas y la pared de la cavidad cilíndrica es comprimida al disminuir el volumen de estos espacios durante la rotación.

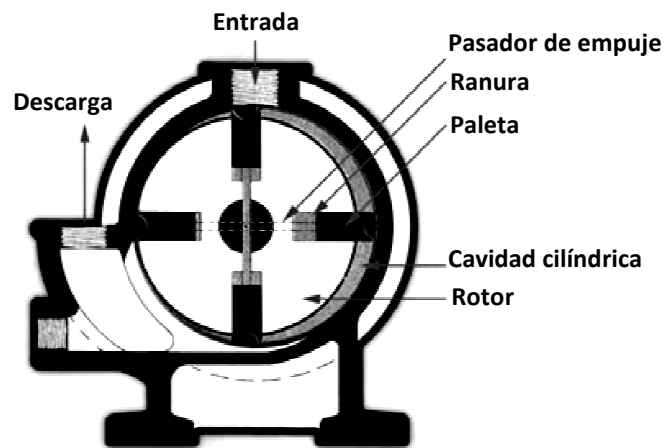


Figura 4.6. Compresor de paletas deslizantes.

#### 4.2.3. Compresores de tornillo

El compresor de tornillo es un compresor de desplazamiento con pistones en un formato de tornillo. Las piezas principales del elemento de compresión de tornillo comprenden rotores machos y hembras que se mueven unos hacia otros mientras se reduce el volumen entre ellos y el alojamiento. La relación de presión de un tornillo depende de la longitud y perfil de dicho tornillo y de la forma del puerto de descarga.

El tornillo no está equipado con ninguna válvula y no existen fuerzas mecánicas para crear ningún desequilibrio. Por tanto, puede trabajar a altas velocidades de eje y combinar un gran caudal con unas dimensiones exteriores reducidas.

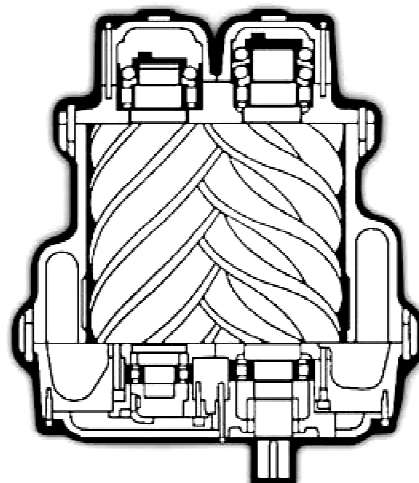


Figura 4.7. Compresor de tornillo.

#### 4.2.4. Compresores de pistón-líquido

El compresor de pistón de líquido es una máquina con rotor de aletas múltiple girando en una caja que no es circular. La caja se llena, en parte de líquido y a medida que el rotor da vueltas, lleva el líquido con las paletas formando una serie de bolsas. El líquido, constantemente está saliendo y entrando a las bolsas formadas entre las paletas (dos veces por cada revolución). A medida que el líquido sale de la bolsa la paleta se llena de gas. Cuando el líquido vuelve a la bolsa, el gas se comprime.

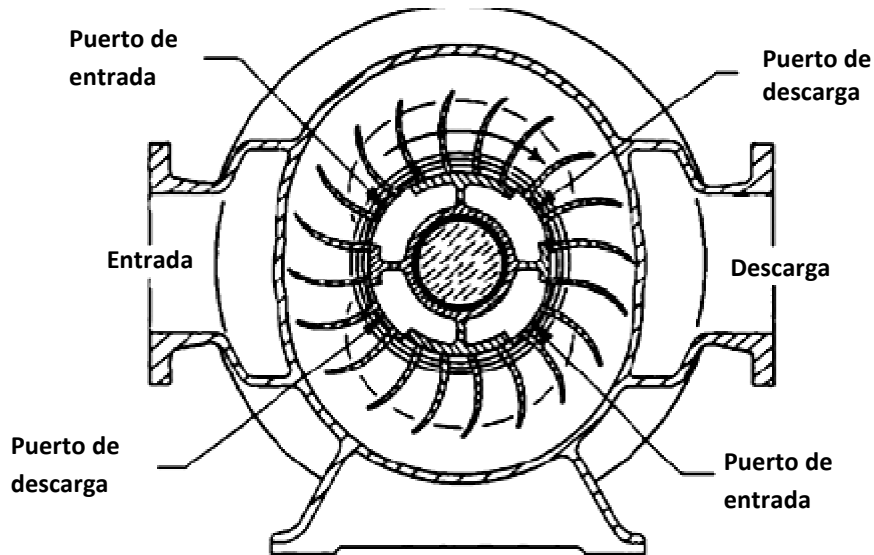


Figura 4.8. Compresor de pistón-líquido.

#### 4.2.5. Compresores reciprocantes

El compresor reciprocante es un tipo de compresor de gas que logra comprimir un volumen de gas en un cilindro cerrado, volumen que posteriormente es reducido mediante una acción de desplazamiento mecánico del pistón dentro del cilindro. Su forma de trabajar es la que le da el nombre, ya que éste recibe un movimiento rotativo y lo convierte en alterno. Básicamente un compresor reciprocante está constituido de pistones y cilindros. El movimiento es aplicado a un cigüeñal o un equivalente en función y éste lo transfiere al pistón o pistones a través de la biela.

Un compresor reciprocante está compuesto por un cilindro dentro del cual el gas es comprimido por un pistón que efectúa un movimiento reciprocante en dirección axial. El aumento de presión se consigue mediante una reducción del volumen. La admisión y la descarga del gas se hacen a través de válvulas automáticas, las cuales se abren únicamente cuando existe una presión diferencial adecuada a través de la válvula.

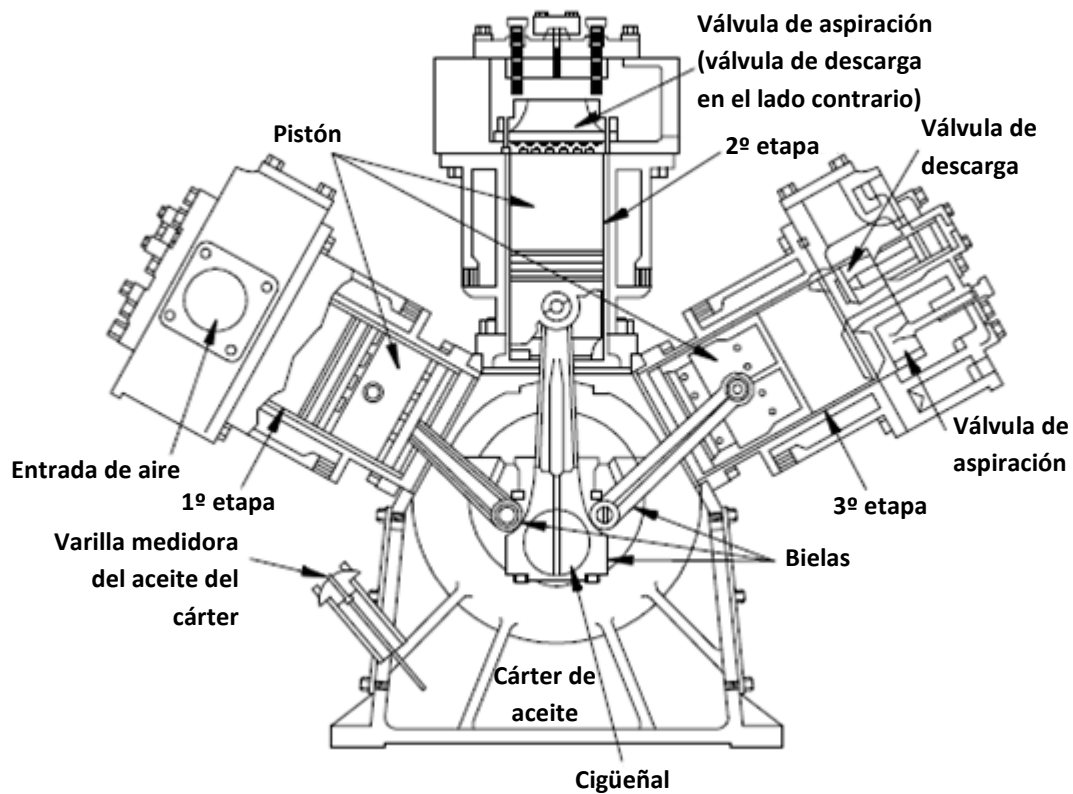


Figura 4.9. Compresor recíprocante de tres etapas. Cada etapa corresponde a un cilindro con su respectivo émbolo o pistón.

#### 4.2.6. Compresores de diafragma

En este tipo de compresores, una membrana o diafragma separa el émbolo de la cámara de trabajo. El aire no entra en contacto con las piezas móviles. Por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite.

El movimiento obtenido del motor acciona una excéntrica y por su intermedio el conjunto biela-pistón. Esta acción somete a la membrana a un vaivén de desplazamientos cortos e intermitentes que desarrolla el principio de aspiración y compresión.

Debido a que el aire no entra en contacto con elementos lubricados, el aire comprimido resulta de una mayor pureza, por lo que lo hace especialmente aplicable en industrias alimenticias, farmacéuticas, químicas y hospitales.

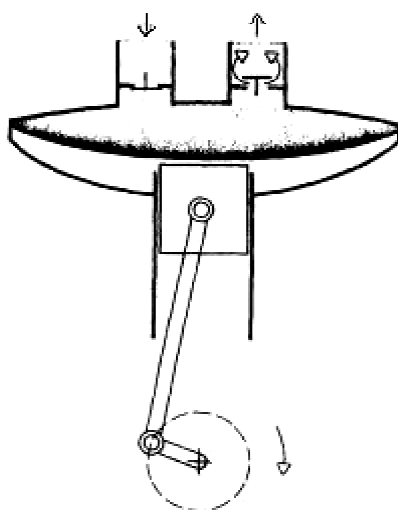


Figura 4.10. Compresor de diafragma.



## 5. Comparación entre compresores dinámicos y de desplazamiento positivo

Las ventajas e inconvenientes que presentan los compresores se muestran en la siguiente tabla:

Tipo	Ventajas	Inconvenientes
Dinámico	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Menor coste inicial</li> <li>- Menor coste de mantenimiento</li> <li>- Menor tiempo parado</li> <li>- Menor tamaño y peso</li> <li>- Motores de alta velocidad y bajo rendimiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Rango operativo limitado por golpe de ariete</li> <li>- Límite inferior de caudal</li> <li>- Alto coste de potencia del motor</li> <li>- Sensible a cambios en composición y densidad del gas</li> </ul>
Desplazamiento positivo	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Gran flexibilidad en rango operacional</li> <li>- Maneja mejor caudal a altas presiones</li> <li>- Mayor eficiencia adiabática y menor coste de potencia.</li> <li>- Menos sensible a cambios en la composición del gas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alto coste inicial</li> <li>- Alto coste de mantenimiento</li> <li>- Mayor tiempo de parada</li> <li>- Tamaño y peso elevado</li> <li>- Motores de baja velocidad y alto mantenimiento</li> </ul>

Tabla 5.1. Comparación entre compresores dinámicos y de desplazamiento positivo.

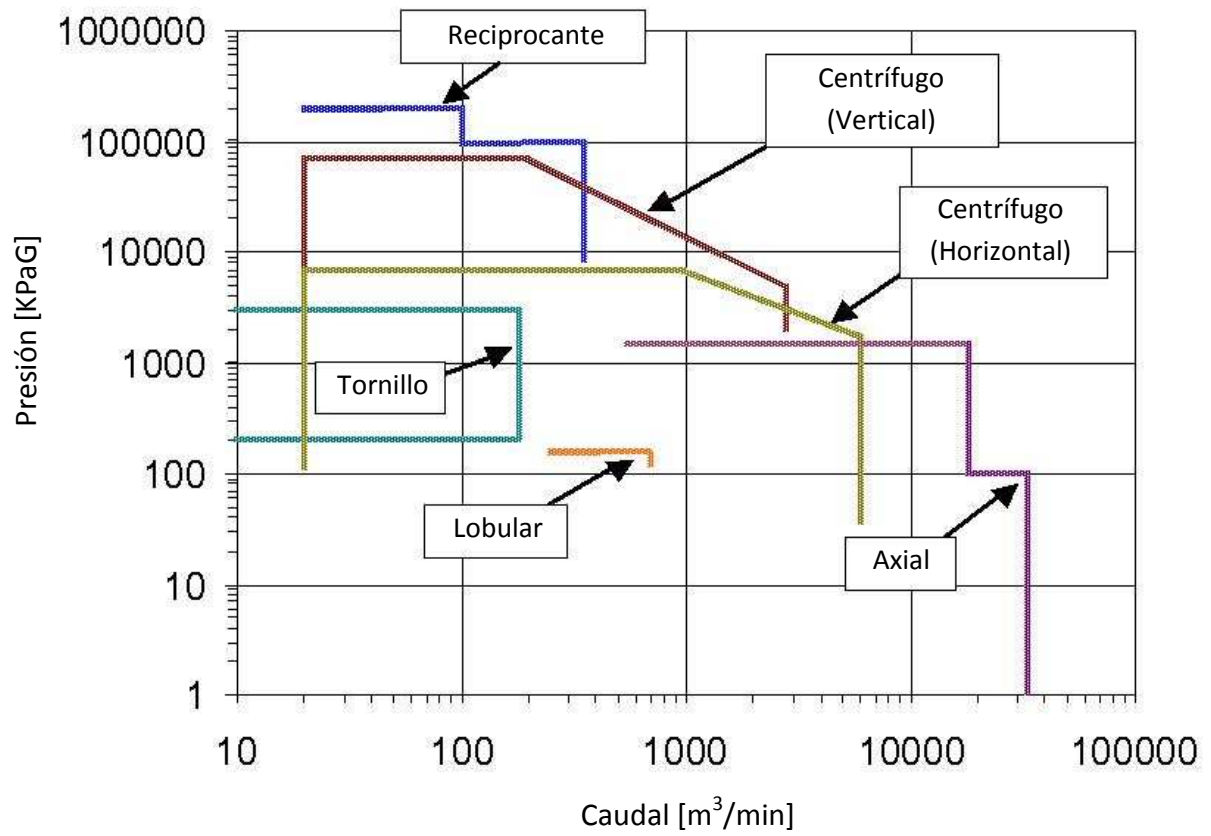


Figura 5.1. Rangos de operación para los distintos tipos de compresores.



## 6. Componentes de un compresor centrífugo

### 6.1. Impulsor

El impulsor es el elemento encargado de suministrar energía al gas. El gas que atraviesa las palas del impulsor aumenta su velocidad, provocando un aumento de su energía cinética y por lo tanto un aumento de la presión. Es el encargado de aumentar aproximadamente  $2/3$  partes de la presión total en un compresor, por eso su diseño y selección deben ser minuciosos.

Existen tres tipos de impulsores: abiertos, semi-abiertos y cerrados.

#### 1. *Abiertos*

La ventaja que ofrecen los impulsores abiertos es su capacidad para operar a altas velocidades. Pueden producir alturas politrópicas (saltos de energía) muy elevadas. Esto se debe a que al no haber un plato interior junto al lado interno de los álabes, se producen menos esfuerzos en éstos. La desventaja que tienen los impulsores abiertos es que tienen baja eficiencia debido al lado abierto, ya que pueden existir fugas y puede aumentar el número de frecuencias naturales de los álabes. En muchos diseños, se suele colocar un impulsor abierto en la primera etapa.



Figura 6.1. Ejemplos de impulsores abiertos.

## 2. Cerrados

Al igual que los abiertos, se encargan de acelerar el gas para obtener una mayor presión. No producen tanta altura como los abiertos pero sin embargo, no están sometidos a tantos esfuerzos. En su diseño se suelen incluir anillos de desgaste.



Figura 6.2. Ejemplo de impulsores cerrados.

## 3. Semi-abiertos

Ofrece lo mejor de los abiertos y los cerrados.



Figura 6.3. Ejemplos de impulsores semi-abiertos.

En la figura 6.4 se muestra de manera esquemática los diferentes tipos de impulsores centrífugos explicados anteriormente.

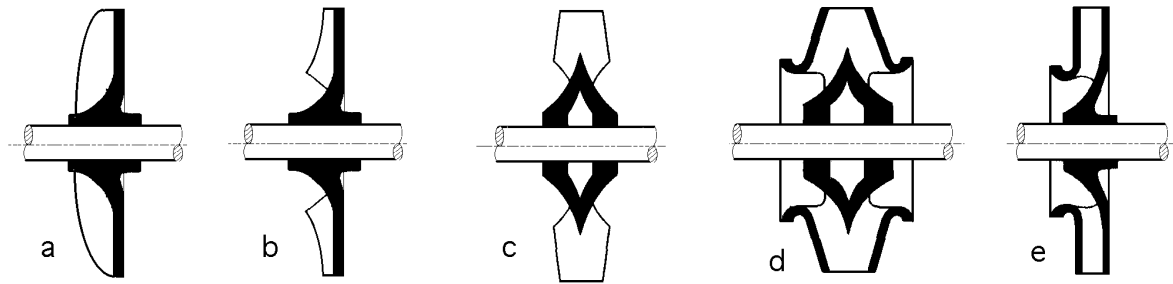


Figura 6.4. Tipos de impulsores centrífugos: a) Abierto; b) Semi-abierto de simple aspiración; c) Semi-abierto de doble aspiración; d) Cerrado de doble aspiración; e) Cerrado de simple aspiración

En los compresores centrífugos de alta presión de escalonamientos múltiples, con frecuencia los dos primeros escalonamientos se construyen de doble aspiración, lo que tiene la ventaja de optimizar los últimos escalonamientos para una velocidad de rotación dada.

En el desarrollo de los últimos años ha ido:

- a) Hacia caudales mayores, que se han logrado aumentando el diámetro de la boca de aspiración, disminuyendo el diámetro del cubo y aumentando el ancho del impulsor y la velocidad de rotación.
- b) Hacia relaciones de compresión por escalonamiento también mayores, que se ha conseguido con ángulos de salida grandes, del orden de  $90^\circ$  y grandes velocidades de rotación.

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un compresor es el ángulo de salida  $\beta_2$  y, según éste, los álbes se clasifican en:

- Álbes curvados hacia atrás,  $\beta_2 < 90^\circ$  (Figura 6.5a)
- Álbes curvados hacia delante,  $\beta_2 > 90^\circ$  (Figura 6.5b)
- Álbes de salida radial,  $\beta_2 = 90^\circ$  (Figura 6.5c)

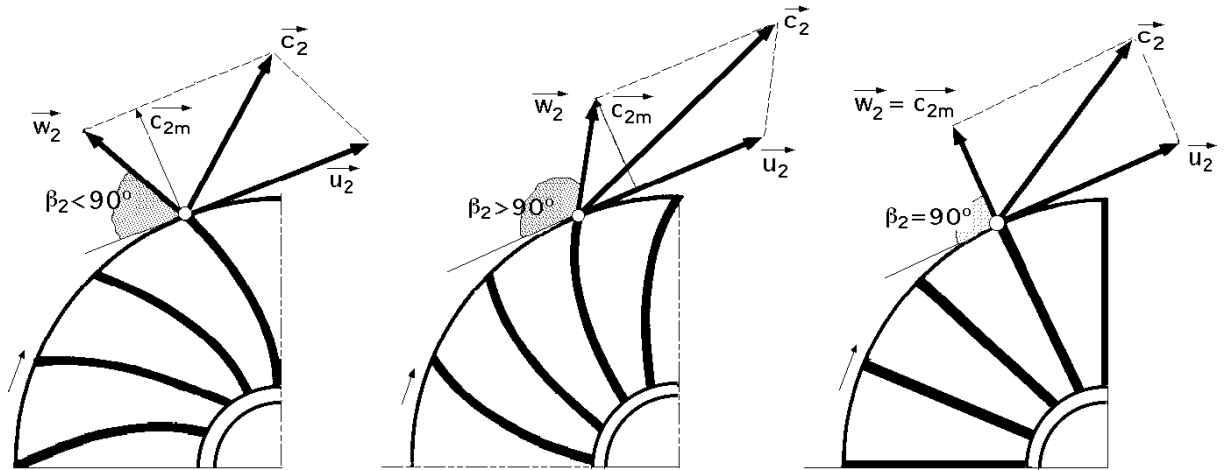


Figura 6.5. Impulsor de un compresor con álabes: a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante y c) De salida radial.

## 6.2. Difusor

El sistema difusor consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es recuperar una parte de la energía cinética a la salida del impulsor, o lo que es lo mismo, conseguir mejorar el rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el impulsor, un incremento adicional de presión.

El sistema difusor suele constar al menos de una caja espiral o voluta, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: corona directriz, cono difusor, o los dos simultáneamente.

El sistema difusor de la figura 6.6 consta de caja espiral y cono difusor.

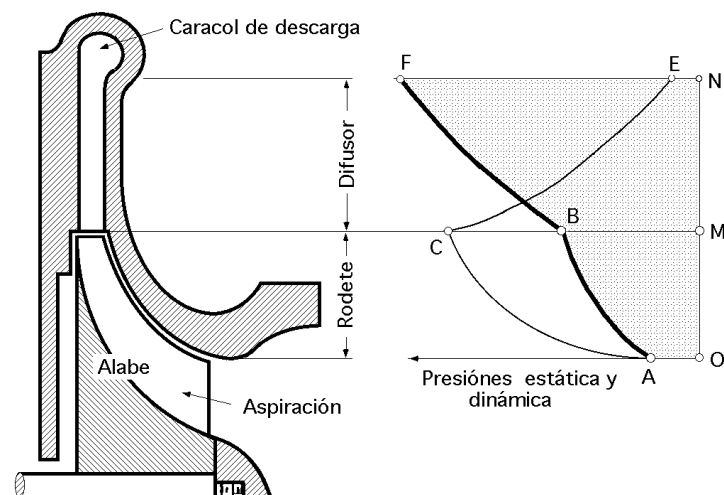


Figura 6.6. Cambios de presión estática y dinámica a través de un compresor centrífugo. OA: presión estática y dinámica a la salida del compresor; MB: Presión estática a la salida del impulsor; MC: Presión dinámica a la salida del impulsor; NE: Presión dinámica a la salida del difusor; NF: Presión estática a la salida del difusor.



Figura 6.7. Difusor de un compresor centrífugo.

En diseños sencillos se dispone de una corona directriz sin álabes, que a veces queda reducida a una simple caja de paredes paralelas. La sensibilidad de esta corona sin álabes a los cambios de régimen, es mucho menor, pero también el rendimiento en el punto de diseño es inferior.

La velocidad periférica a la salida del impulsor influye en la presión que se alcanza en el impulsor. La resistencia del impulsor a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad, lo cual implica que la relación de compresión máxima que se alcanza puede llegar, en algunos casos particulares, al valor 4 y aún mayor. La velocidad máxima en los impulsores de fundición de hierro está limitada a unos 40 m/s, mientras que en los impulsores de acero puede llegar hasta los 300 m/s.

En construcciones especiales con aceros aleados se llega hasta los 500 m/s.

### 6.3. Rotor

Recibe la energía mecánica a través del acople y la transfiere al gas por medio de los impulsores.

Se encuentra apoyado en dos cojinetes radiales. Contiene un plato de empuje (extremo de succión) y un pistón de balance (extremo de descarga).

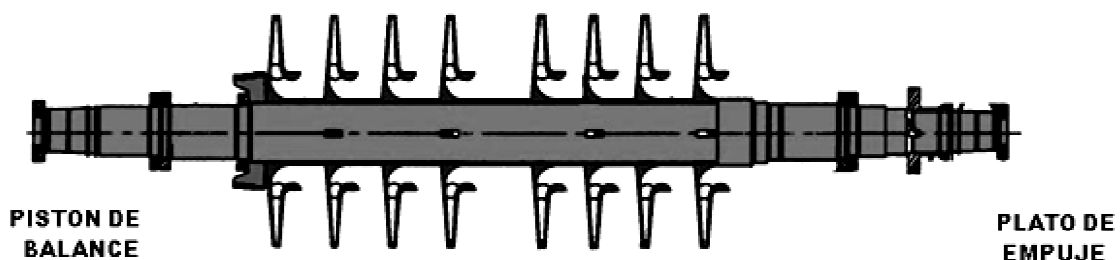


Figura 6.8. Rotor de un compresor centrífugo.

#### 6.4. Plato o collar de empuje

Se encuentra instalado directamente en el eje. Trabaja en conjunto con el cojinete para transferir la carga axial del rotor hacia la fundación, vía soportes y carcasa del compresor.

La superficie debe estar protegida de golpes y ralladuras, particularmente en el área observada por la punta de pruebas de desplazamiento axial.

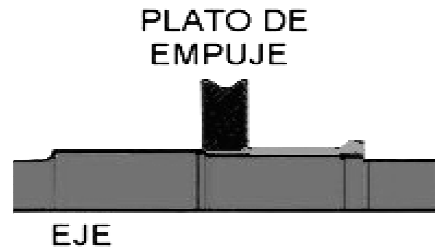


Figura 6.9. Plato de empuje.

#### 6.5. Pistón de balance

Se encuentra ubicado después del último impulsor en el extremo de descarga. Se dimensiona para compensar la fuerza de empuje resultante del rotor. Reduce la fuerza o carga en el cojinete de empuje.

Una serie de laberintos maquinados en la periferia, forman sello contra un anillo de material blando (babbitt) o colmena.

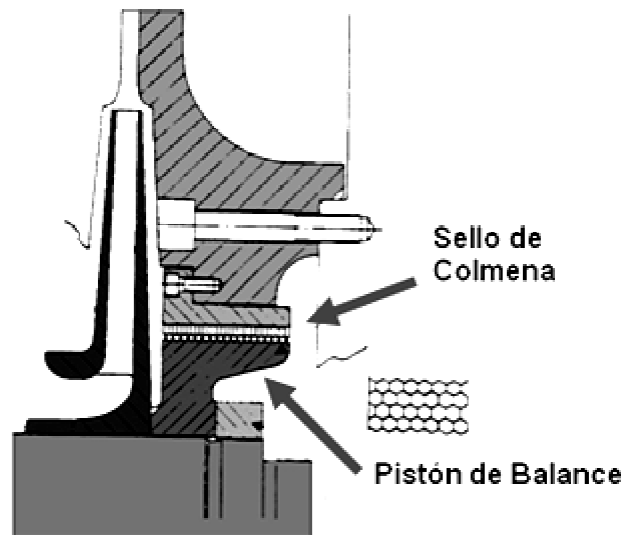


Figura 6.10. Pistón de balance.

### 6.6. Dispositivo de sellado

A la hora de manejar un gas en un eje rotativo, lo más normal es que existan fugas a través de éste hacia el exterior de la carcasa. Para evitar este fenómeno, se utilizan dispositivos de sellado. Los más comunes son los sellos mecánicos.

Un sello mecánico es un dispositivo de sellado que previene el escape de un fluido de un recipiente, al cual atraviesa un eje rotativo, realizando el sellado por el contacto axial de sus caras.

Los sellos mecánicos poseen dos caras en contacto muy pulidas y planas, una en rotación con el eje y la otra estacionaria con la carcasa, las cuales tienen elementos que les permiten ponerse en contacto y en movimiento, sin dejar que el fluido pueda salir al ambiente.

En los compresores centrífugos, los sellos mecánicos más utilizados son los laberínticos. Un sello laberíntico está compuesto de numerosas ranuras rectas que se ajustan en torno a un eje, o dentro de una perforación, de forma tal que el fluido deba pasar por un largo y difícil camino para poder escapar. A veces poseen marcas en forma de tornillo en las porciones exterior e interior. Estas se encastran de manera de definir el camino largo característico necesario para disminuir la fuga de fluido. En el caso de sellos laberínticos en ejes que rotan, debe existir un huelgo muy pequeño entre los bordes del laberinto y la superficie sobre la cual deslizan.

Los sellos tipo laberinto de ejes rotatorios permiten obtener características de sellado sin necesidad que las dos superficies entren en contacto, para ello se controla el paso del fluido a través de varias cámaras mediante la acción de la fuerza centrífuga, como también mediante la formación de diversos vórtices en sitios predeterminados. A velocidades más elevadas, las fuerzas centrífugas, obligan al fluido a desplazarse hacia afuera alejándose de los canales. De forma similar, si las cámaras del laberinto han sido diseñadas en forma correcta, todo líquido que ha escapado de la cámara principal, queda retenido en la cámara laberíntica, donde se lo fuerza a desarrollar un movimiento de vórtice. Este movimiento ayuda a prevenir la fuga del fluido, y también ayuda a repeler otro fluido. A causa de que los sellos laberínticos no requieren que las dos superficies a sellar estén en contacto, los mismos no sufren de desgaste mecánico.

Es el dispositivo de sellado más sencillo que limita la pérdida de gas, sin tener contacto con la parte rotativa. Restringe el paso de gas entre etapas continuas.

Suele fabricarse en materiales blandos como el aluminio, bronce, termoplásticos, etc.

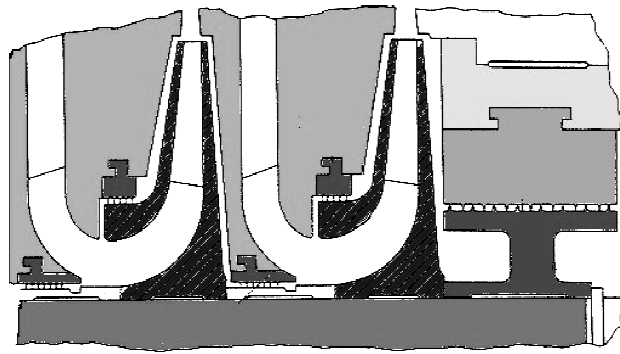


Figura 6.11. Sello laberíntico.

La alta vibración y contaminantes (sólidos/químicos) son los mayores contribuyentes al deterioro y desgaste del sello.

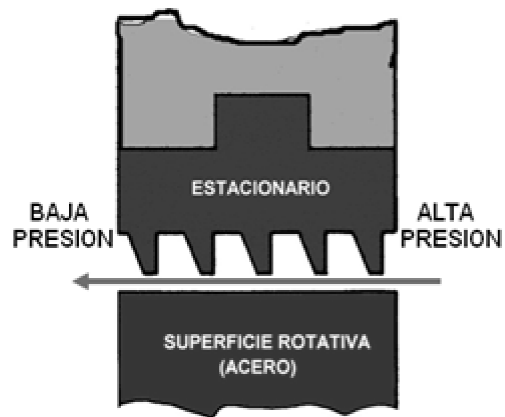


Figura 6.12. Detalle de un sello laberíntico.

### 6.7. Cojinetes radiales

Se utilizan cojinetes de zapatas pivotantes. La película hidrodinámica del lubricante transfiere la carga radial del eje hacia los cojinetes.

Proveen rigidez y amortiguamiento y además controlan la posición del eje.





Figura 6.13. Ejemplo de cojinete radial.

### 6.8. Cojinete de empuje

Es utilizado para restringir el movimiento axial del rotor. Está compuesto de zapatas pivotantes.

La película de aceite transmite la fuerza desde el disco hasta el cojinete.

El tamaño del cojinete depende de la carga axial y dimensión del pistón de balance.



Figura 6.14. Detalle de un cojinete de empuje.

### 6.9. Álabes guía de entrada

Elemento estacionario que puede ser fijo o ajustable. Provee la dirección deseada del flujo entrando al impulsor.

El tipo ajustable es utilizado mayormente en compresores de una sola etapa.

La inclinación de estos álabes afecta a la característica del compresor, incluyendo la *línea de oleaje* o *surge*. Por eso debe tenerse muy en cuenta a la hora de realizar el diseño.



Figura 6.15. Álabes guía de entrada. Estos álabes están diseñados de manera que pueda variarse con facilidad el ángulo de inclinación, para así obtener unas velocidades u otras en la salida del impulsor.

#### 6.10. Diafragma

Componente estacionario que se suele colocar en la pared divisoria entre las etapas. Controla la dirección y velocidad del gas.

Incorpora el difusor y canal que dirige el gas hacia la aspiración del siguiente impulsor.

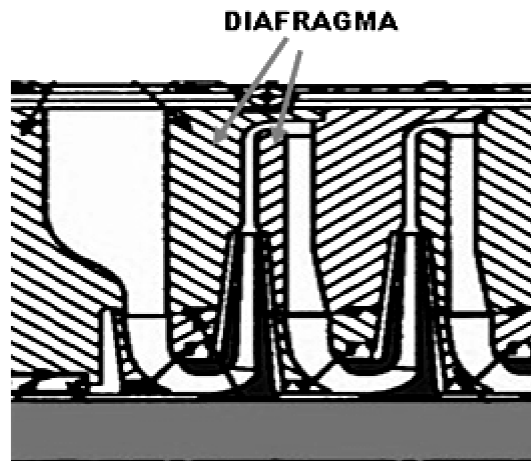


Figura 6.16. Diafragma de un compresor centrífugo.

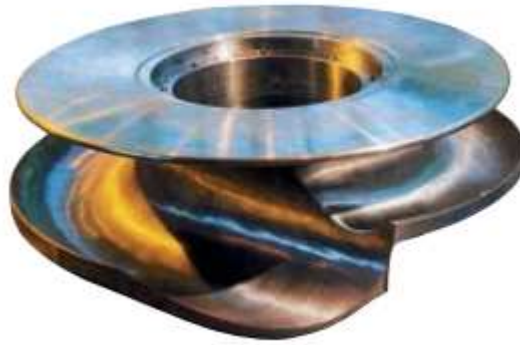


Figura 6.17. Imagen real de un diafragma.

### 6.11. Barril

Conformado por el conjunto de rotor y partes estacionarias.

Utiliza *o-rings* en el diámetro externo para evitar la recirculación del gas entre las secciones o etapas.

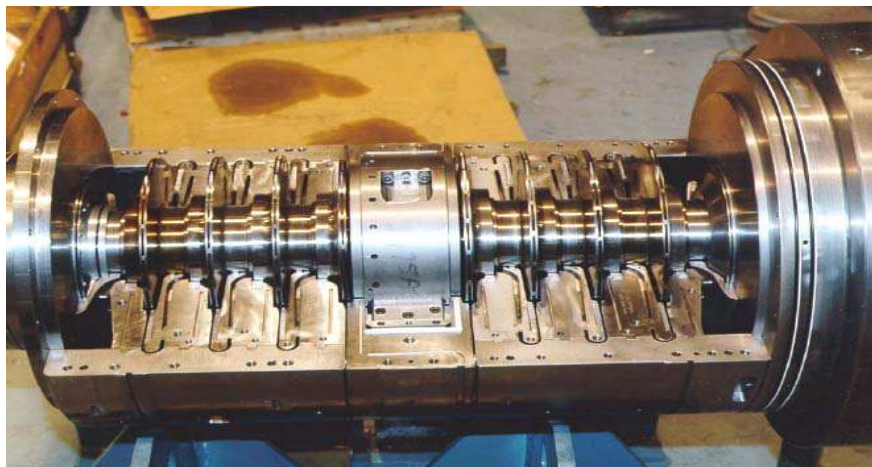


Figura 6.18. Imagen real de un barril (back-to-back).

### 6.12. Carcasa

Contiene toda la presión y aloja al rotor junto al resto de las partes estacionarias, además de las conexiones de aspiración y descarga. Suele estar fabricada en acero forjado o vaciado.

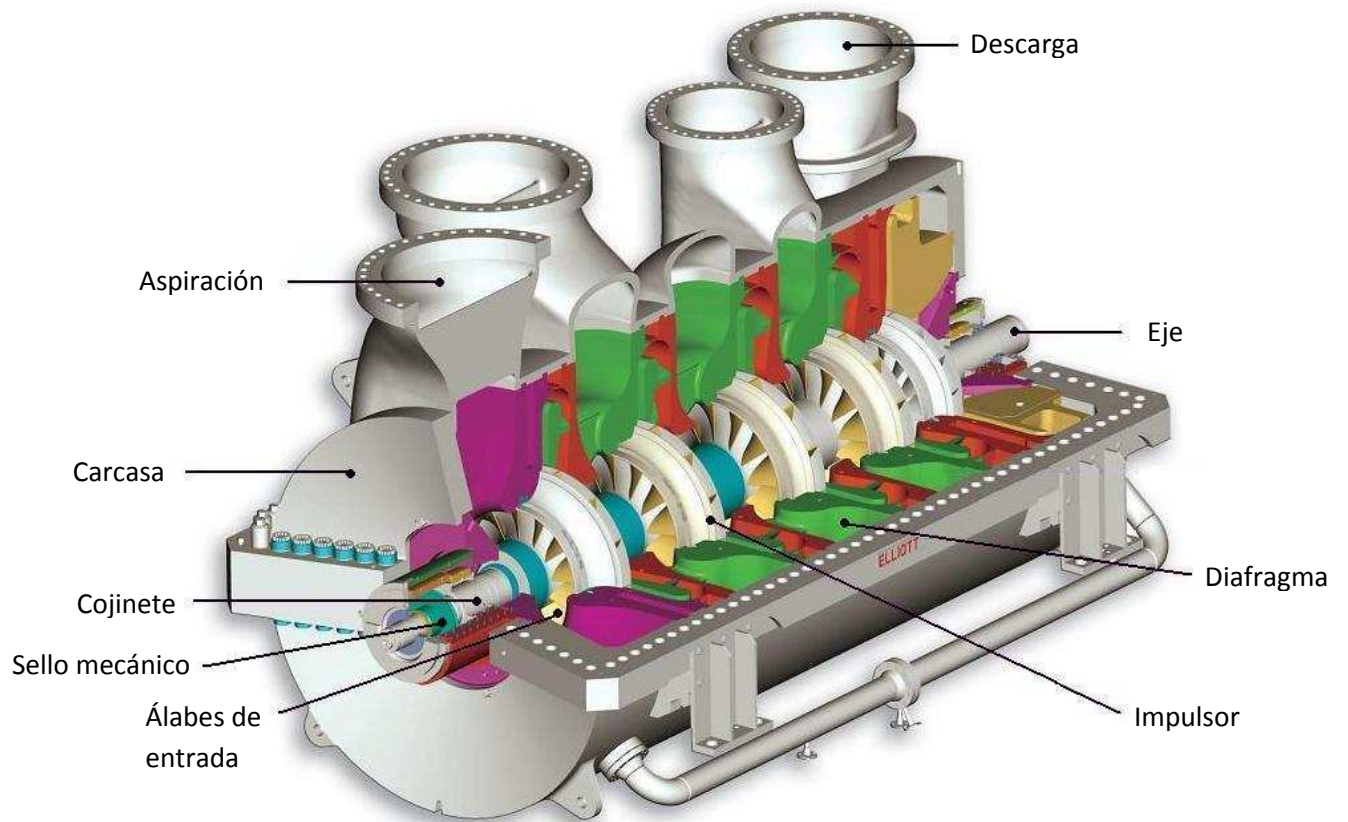


Figura 6.19. Principales componentes de un compresor centrífugo.

## 7. Equipos y sistemas auxiliares de los compresores

### 7.1. Presostato

El presostato también es conocido como interruptor de presión. Es un aparato que cierra o abre un circuito eléctrico dependiendo de la lectura de presión de un fluido o gas.

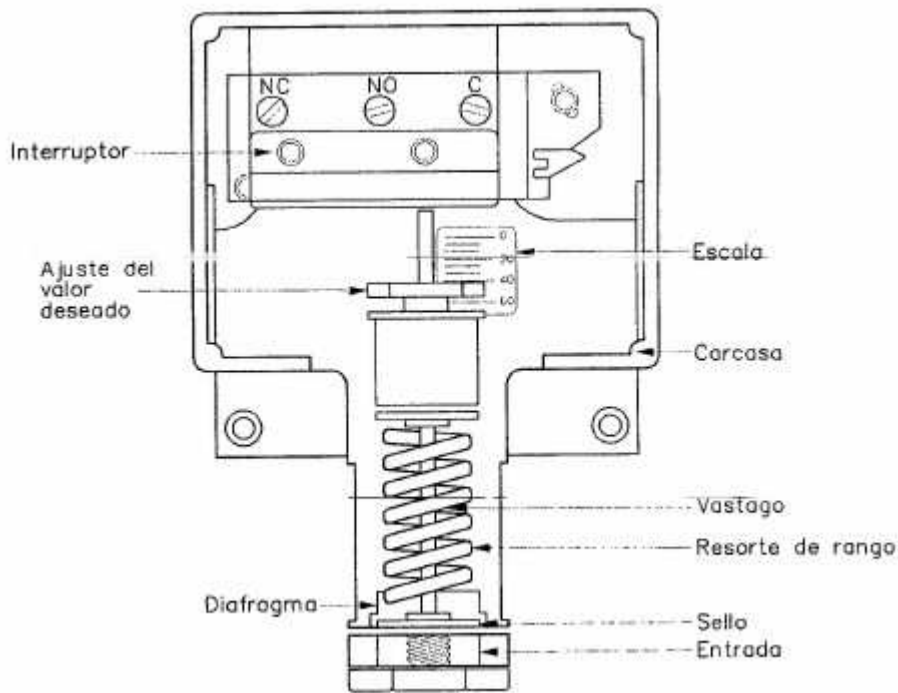


Figura 7.1. Presostato. El fluido ejerce una presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan. Un tornillo permite ajustar la sensibilidad de disparo del presostato al aplicar más o menos fuerza sobre el pistón a través del resorte. Usualmente tienen dos ajustes independientes: la presión de encendido y la presión de apagado. No deben ser confundidos con los transductores de presión (medidores de presión), mientras estos últimos entregan una señal variable en base al rango de presión, los presostatos entregan una señal apagado/encendido únicamente.

### 7.2. Manómetro

Es un aparato que sirve para medir la presión de fluidos contenidos en recipientes cerrados.

### 7.3. Intercooler (enfriador o refrigerador)

Por efecto de la compresión del gas se desarrolla calor que debe evacuarse. De acuerdo con la cantidad de calor que se desarrolle, se adoptará la refrigeración más apropiada.

En compresores pequeños, las aletas de refrigeración se encargan de irradiar el calor. Los compresores mayores van dotados de un ventilador adicional, que evacua el calor.

Cuando se trata de una estación de compresión de más de 30 kW de potencia, no basta la refrigeración por aire. Entonces los compresores van equipados de un sistema de refrigeración por circulación de agua en circuito cerrado o abierto. A menudo se temen los gastos de una instalación mayor con torre de refrigeración. No obstante, una buena refrigeración prolonga la duración del compresor y proporciona aire más frío y en mejores condiciones. En ciertas circunstancias, incluso permite ahorrar un enfriamiento posterior del aire u operar con menor potencia

El intercooler tiene como objetivo aumentar la superficie de intercambio y mejorar la transferencia de calor produciendo el descenso de temperatura del gas.

#### **7.4. Tanque**

El gas a comprimir se almacena en un tanque. El transporte desde el tanque al compresor se realiza por medio de tuberías.

#### **7.5. Regulador de intermitencias (interruptor)**

Con este sistema, el compresor tiene dos estados de servicio (funciona a plena carga o está desconectado). El motor de accionamiento del compresor se para al alcanzar la presión máxima. Se conecta de nuevo y el compresor trabaja, al alcanzar el valor mínimo.

Los momentos de conexión y desconexión pueden ajustarse mediante un presostato. Para mantener la frecuencia de conmutación dentro de los límites admisibles, es necesario prever un depósito de gran capacidad.

#### **7.6. Filtro**

Funciona por el principio de estrangulación en el que todas las partículas mayores al tamaño de los poros son retenidas.

La principal ventaja es que se trata de una solución simple y económica. La desventaja es que filtra únicamente partículas sólidas, y no fluidos (sin embargo, algunos fluidos se filtran con un estrangulador).

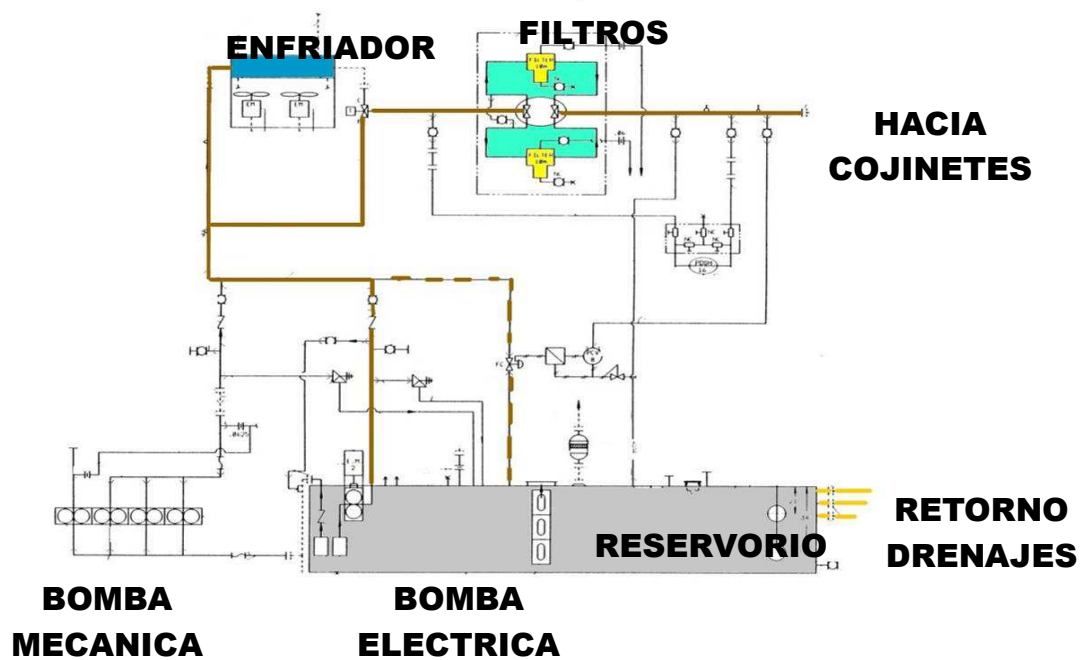
Resulta de vital importancia para el correcto funcionamiento de los compresores que los filtros estén dentro de las condiciones de trabajo de los mismos. Por ello es necesario vigilar que las pérdidas de carga en los filtros estén dentro de las establecidas, pues de lo contrario implica que el filtro está sucio con la consiguiente pérdida de eficiencia del mismo y del propio compresor disminuyendo su aspiración.



Para el funcionamiento correcto de los equipos principales que componen al compresor, es necesario disponer de algunos sistemas que proveen el respaldo a su funcionamiento.

Aseguran los fluidos necesarios para la lubricación, enfriamiento y sello. También permiten el control para mantener los equipos dentro del rango seguro de operación.

### 7.7. Sistema de lubricación de aceite



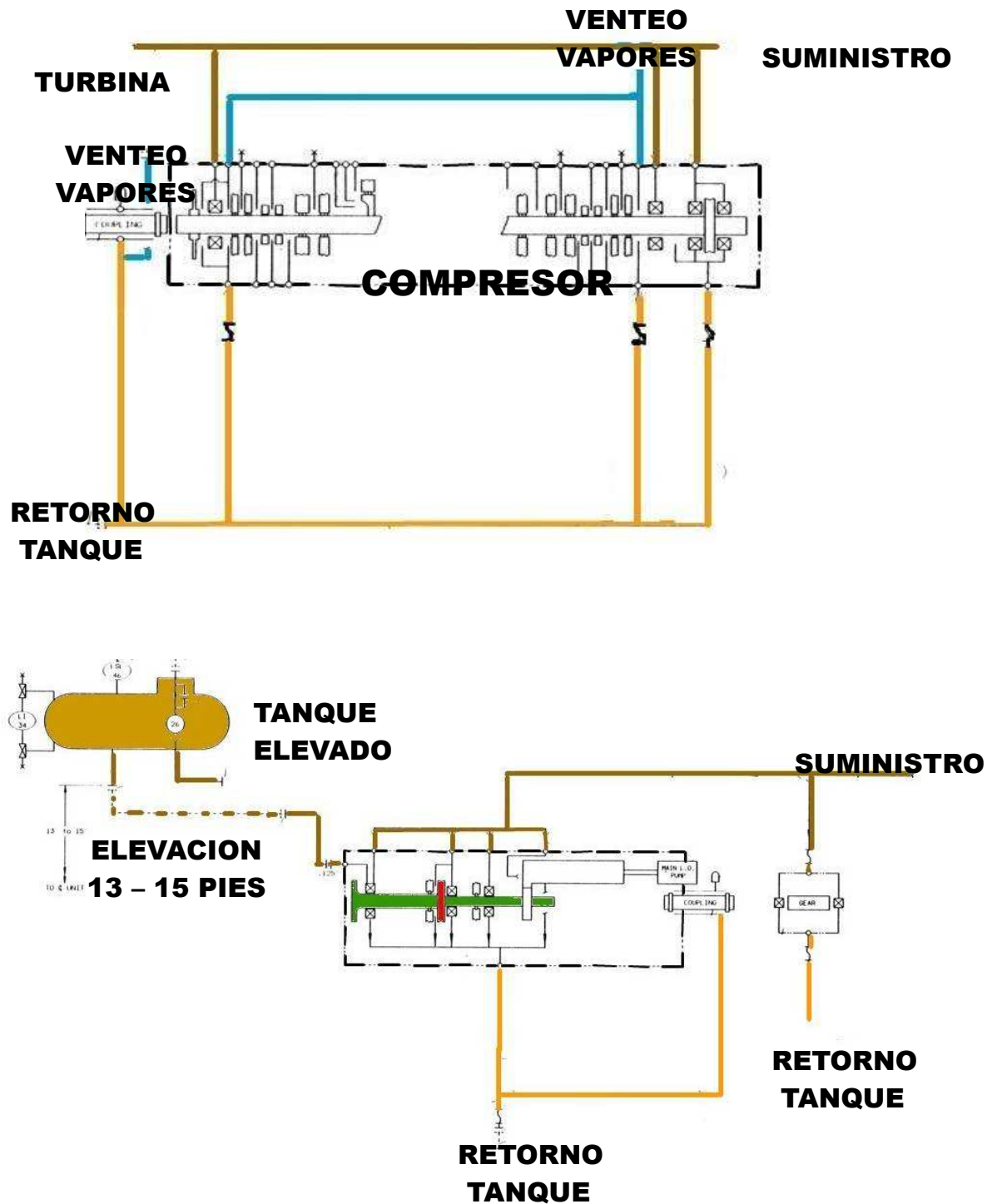


Figura 7.2. Sistema típico de lubricación de aceite en un compresor.

Para asegurar la mayor confiabilidad de los equipos, el sistema de lubricación debe estar debidamente diseñado, operado y mantenido.

El aceite lubricante debe ser bombeado, acondicionado, drenado y retornado de nuevo al tanque de manera continua.



El sistema de lubricación está separado del sistema de aceite de sellos. Algunos fabricantes establecen la facilidad para interconectar ambos tanques.

Existen una serie de problemas asociados al sistema de lubricación:

1. Contaminación con agua. Puede provenir de un almacenamiento inadecuado, entrada al sistema mientras se realizan labores de limpieza, condensación de vapores de agua, etc.
2. Contaminación con partículas. Provenientes de un proceso de relleno, exposición de partes y líneas durante labores de mantenimiento, colapso de elementos de filtros, etc.

Para evitar estos problemas, debe hacerse un seguimiento de la calidad con frecuencia.

### 7.8. Sistema anti-surge

Es la condición operacional cuando se alcanza el mínimo flujo estable al mayor valor de altura. De continuar reduciendo el flujo, se presenta este fenómeno que puede ser destructivo, al presentarse una reversión del flujo. Esta reversión puede presentarse en el diafragma o impulsor.

#### Desarrollo del surge

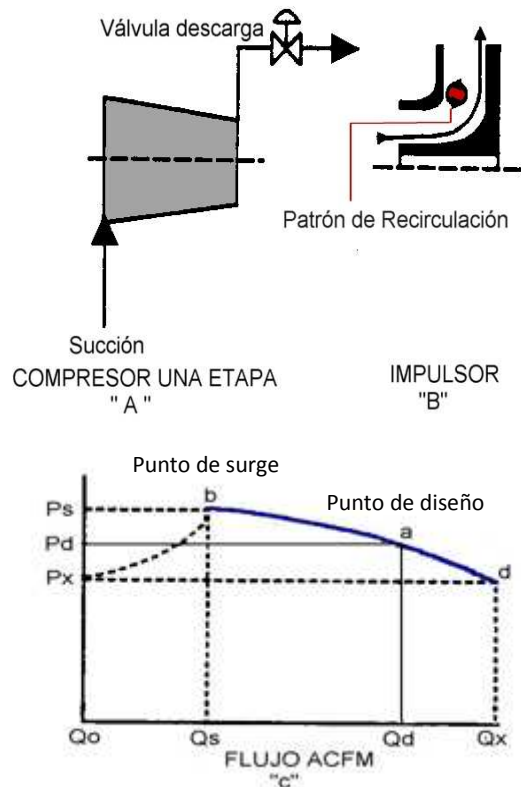


Figura 7.3. Desarrollo del surge o bombeo.

A medida que se va reduciendo el flujo, la presión aumenta. Se comienza a generar un patrón de recirculación en el impulsor. Llega un punto en el que este patrón colapsa, en el cual el impulsor es incapaz de alcanzar la presión de descarga (punto  $Q_s$ ). Debido a esto, la presión ahora es menor que en el sistema, dando lugar a una reversión momentánea del flujo ( $Q_o = 0$ ). Cuando  $Q$  llega a cero, la presión del sistema cae a  $P_x$ , y el flujo alcanza el máximo valor  $Q_x$ . Si nada cambia en el sistema, la presión de descarga y el flujo siguen la curva hasta llegar al punto de surge nuevamente. Se habrá cumplido entonces un ciclo de surge.

#### Control del surge

Para evitar entrar en esta zona, se usa una válvula "Anti-Surge", la cual desvía parte del gas descargado hacia la succión.

A partir de una línea teórica o experimental de "Surge", se fija un límite de acción (10%) cuando el flujo se acerca a este último.

Es muy importante mantener debidamente calibrados los instrumentos de presión y flujo relacionados.

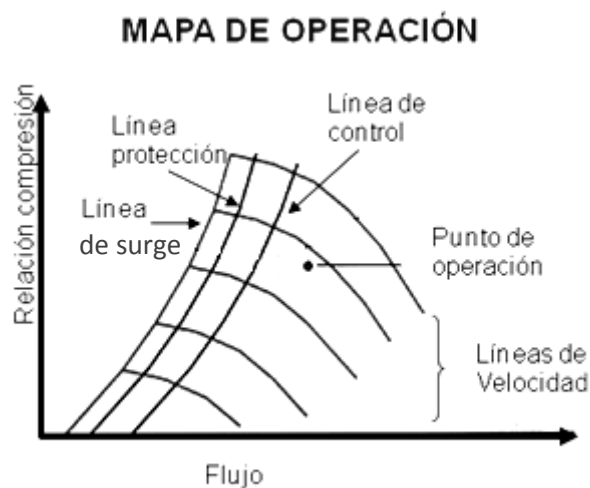


Figura 7.4. Mapa de operación para el control de surge.

#### Consecuencias del surge

La formación de surge en un compresor puede originar consecuencias catastróficas. Los problemas más típicos son:

1. El flujo neto en la dirección deseada cesa o se reduce gradualmente, interfiriendo con la operación normal.
2. Altos niveles de vibración conllevando a daños de los sellos mecánicos.
3. Altos esfuerzos axiales pueden causar un daño irreversible al cojinete de empuje y a otros componentes rotativos/estacionarios.

4. Calentamiento excesivo del gas agravando el bombeo y afectando elementos con holguras bajas (cojinetes, sellos, etc.)
5. Los flujos reversos causan cierres violentos de las válvulas, produciéndose sonidos fuertes, vibraciones en tuberías y fugas de gas en bridas.
6. Las cargas cíclicas pueden conllevar a daños en equipos motrices y acoplamientos.
7. Los ciclos de surge pueden imponer un par reverso apreciable sobre el rotor.

#### 7.8.1. Fenómeno de “choke”

Se produce cuando se trabaja a caudal muy alto. En este supuesto, la velocidad relativa del gas con respecto a la velocidad del sonido aumenta. Cuando este valor alcanza un valor igual a 1, se produce el fenómeno de “choke” (también conocido como stonewall). Pueden producirse vibraciones en los álabes, con pérdida de superficie efectiva en los mismos.

Aunque este fenómeno no es tan perjudicial como el de oleaje, es necesario evitarlo si se quiere prolongar la vida de la máquina y trabajar en condiciones seguras.

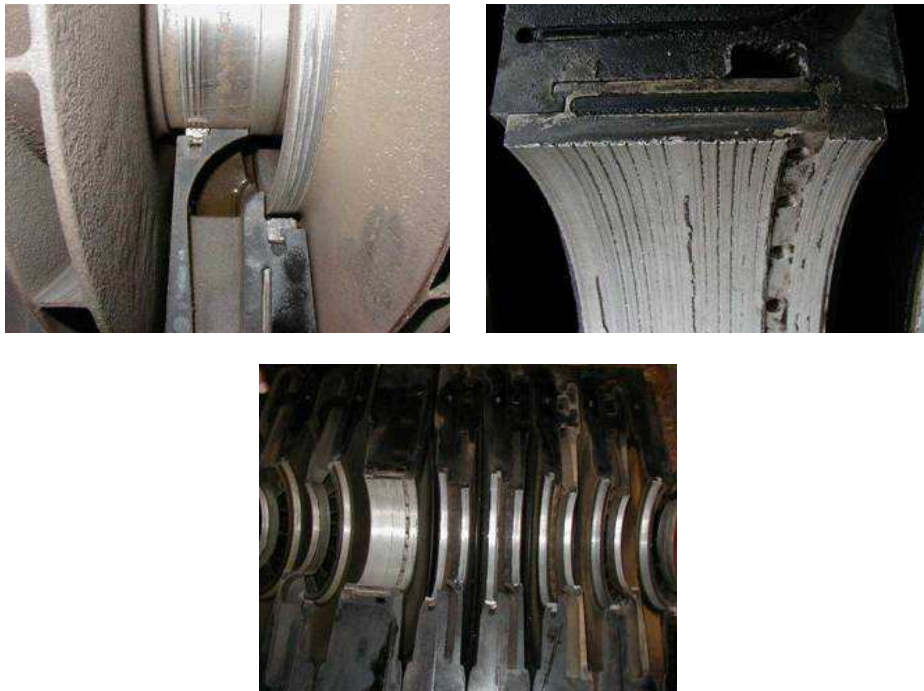


Figura 7.5. Problemas que puede causar el oleaje a diferentes partes de un compresor.

#### 7.9. Acoplamientos

Un acoplamiento es un dispositivo que se encarga de transferir la energía mecánica de la turbina de potencia hacia la caja de engranajes y el compresor.

Los acoplamientos son sistemas de transmisión de movimiento entre dos ejes o árboles, cuya misión es asegurar la transmisión del movimiento y absorber las vibraciones en la unión entre los dos elementos. Las vibraciones son debidas a que los ejes no son exactamente coaxiales. Hay desalineaciones angulares o radiales, aunque lo normal es que se presente una combinación de ambas.

Existen dos tipos de acoplamientos: rígidos y flexibles.

#### **7.9.1. Acoplamientos rígidos**

Se diseñan para unir dos ejes en forma apretada, de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Los acoplamientos rígidos deben emplearse sólo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión, no sólo en el elemento en que se instalan, sino también durante la operación de las máquinas.



Figura 7.6. Acoplamiento rígido de manguito.



Figura 7.7. Acoplamiento rígido de platillos

#### **7.9.2. Acoplamientos flexibles**

Son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir par con suavidad, permitiendo cierta desalineación axial, radial o angular.

Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamientos flexibles pueden dividirse en:

##### *Acoplamientos de elementos deslizantes*

Absorben la desalineación por deslizamiento entre dos o más de sus componentes. Este deslizamiento y las fuerzas generadas por el momento de torsión transmitido generan desgaste.

Los acoplamientos de este tipo tienen dos mitades, en virtud de que cada par deslizante de elementos puede absorber sólo desalineación angular, se necesitan dos de estos pares para acomodar la desalineación paralela.



Figura 7.8. Acoplamiento deslizante de cadena

#### Acoplamientos de elementos flexionantes

Absorben la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes. Con el tiempo esta flexión puede hacer que falle el elemento, el cual deberá reemplazarse. Resulta evidente que, cuanto menor sea la desalineación que deba absorber el acoplamiento, menor será la flexión que deben sufrir los elementos, pudiendo así obtener un servicio de funcionamiento mayor.



Figura 7.9. Acoplamiento flexible de disco flexible.

#### Combinación de los anteriores

Ofrecen las ventajas combinadas de los dos anteriores. Comúnmente se les llama acoplamientos especiales o articulados.



Figura 7.10. Junta universal.

### 7.10. Sistema de venteo de vapores

Generalmente se hace poca referencia a este sistema, sin embargo, juega un papel importante en el funcionamiento de estos equipos.

Los elementos rotativos tienden a crear un efecto de “bombeo” en los vapores de aceite que se generan dentro de las cavidades o espacios confinados. Cuando los vapores no son venteados debidamente, puede llegar a presurizar el espacio y generar fugas por las juntas de las carcasas. En caso de no instalar eliminadores de vapor (también conocidos como demisters), el lubricante puede llegar a contaminarse.

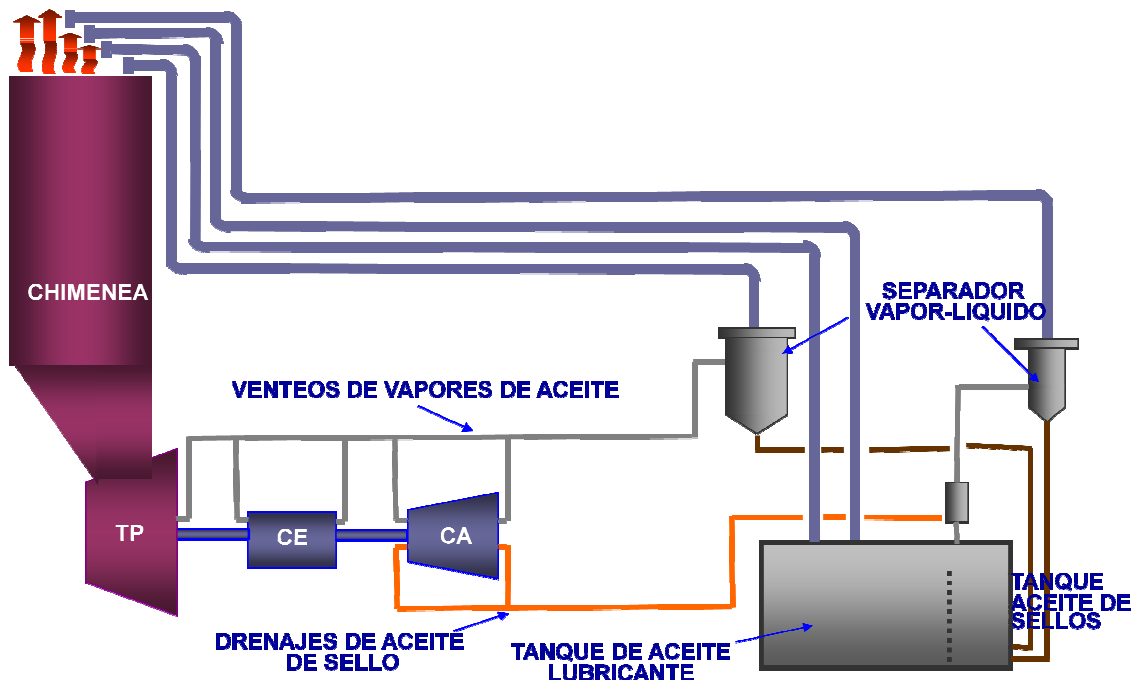


Figura 7.11. Sistema de eliminación de vapor (venteo de vapor). De un líquido se desprende gas o vapor, con arrastre de pequeñas partículas del propio líquido. Estas partículas o gotas chocan contra el eliminador, aumentan el tamaño por acumulación y retroceden en forma de gotas del líquido. El gas que atraviesa el eliminador sale libre de partículas líquidas.

## 8. Comportamiento rotodinámico

Como consecuencia de la rotación a altas velocidades, se producen fenómenos de vibración que afectan la integridad de los compresores, y que por lo general se pueden clasificar en cuatro categorías:

1. Respuesta del rotor a la existencia de desbalance.
2. Vibraciones a frecuencias múltiples de la velocidad de operación debidas a desalineación.
3. Vibraciones a frecuencias menores a la velocidad de operación debidas a cojinete flojo y/o roce.
4. Vibración inestable a frecuencias menores a la velocidad de operación

### 8.1. Respuesta al desbalance

Un rotor muy sencillo puede ser representando por un modelo masa resorte donde la flexibilidad del eje y de los cojinetes juegan un papel determinante en su comportamiento.

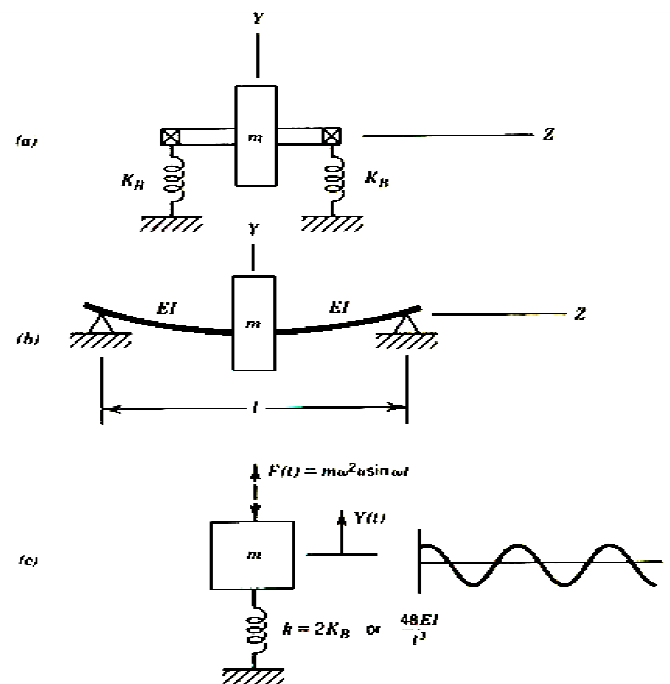


Figura 8.1. Modelo masa-resorte simplificado.

Es así que en un rotor simétrico la órbita dependerá de la rigidez relativa de estos dos componentes. El rotor asumirá una forma en su trayectoria descrita en la gráfica.

Los diferentes perfiles están asociados a la cercanía a sus diferentes frecuencias naturales de vibración.

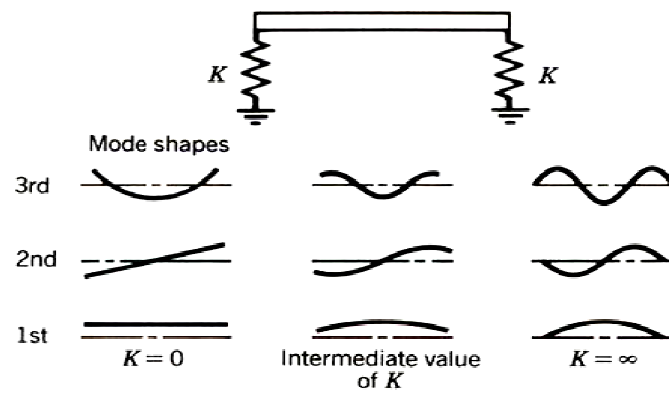


Figura 8.2. Perfiles de frecuencias naturales de vibración.

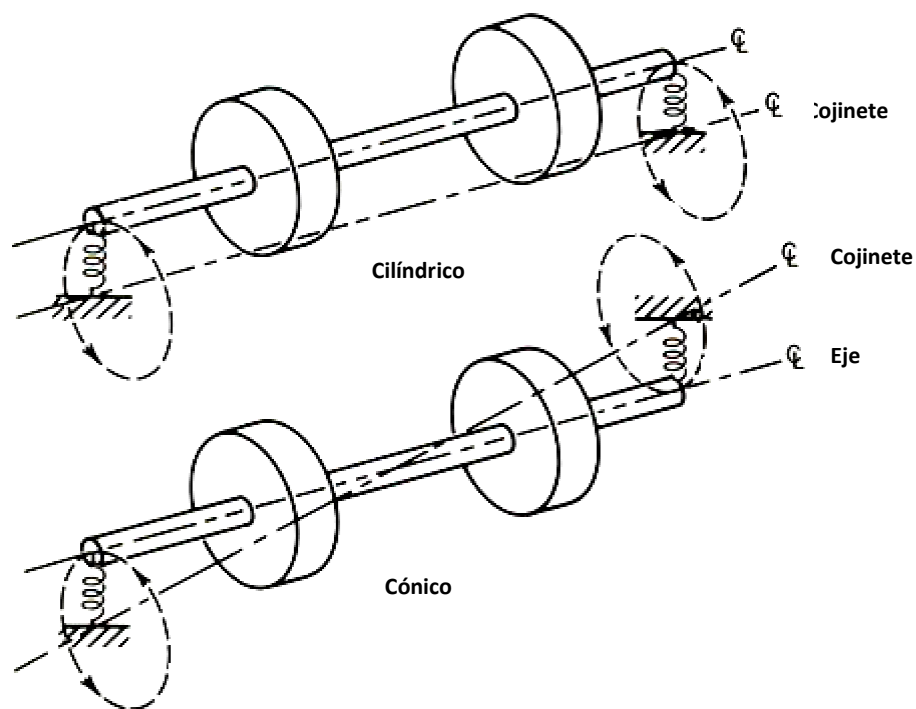


Figura 8.3. Modos rígidos de vibración.



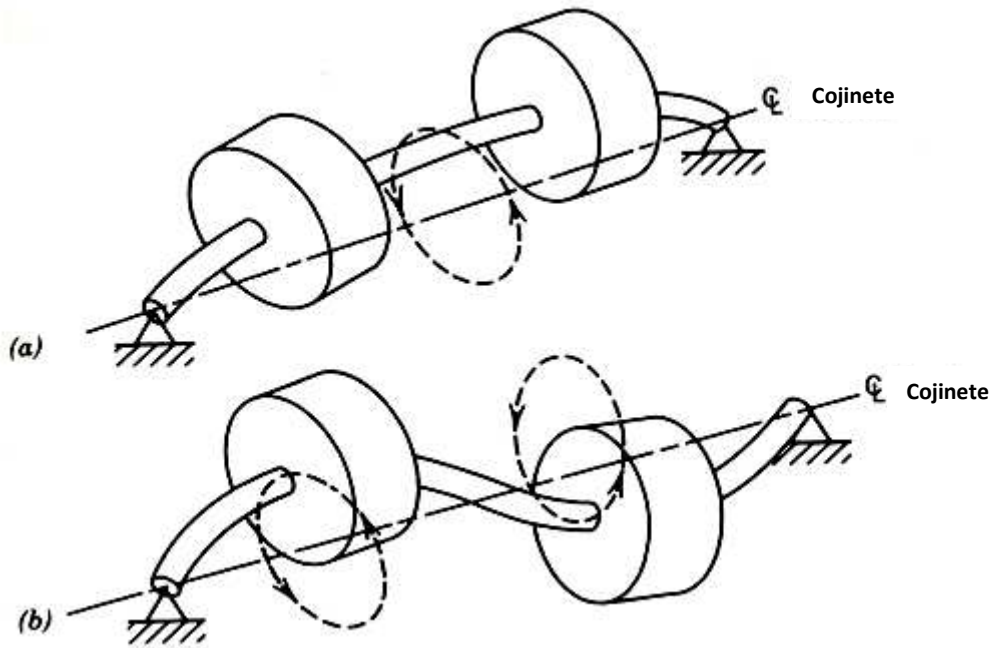


Figura 8.4. Modos de soporte rígido.

## 8.2. Inestabilidad

En los rotores existen factores que tienden a provocar el aumento sin control del nivel de vibración, entre otros las fuerzas desestabilizadoras generadas por cojinetes y sellos, asociadas al flujo a través del impulsor y otras. La corrección se logra mediante modificaciones de los componentes que implican cambios en la rigidez o el amortiguamiento que inducen los componentes.

Algunos de los componentes diseñados para corregir la inestabilidad son los cojinetes con perfil alterado (limón, etc.), los cojinetes de zapatos pivotantes, los dispositivos amortiguadores conocidos como “squeeze film dampers”, etc.

Existen gráficas y tablas experimentales que miden la severidad de los problemas ocasionados durante el funcionamiento de los compresores.

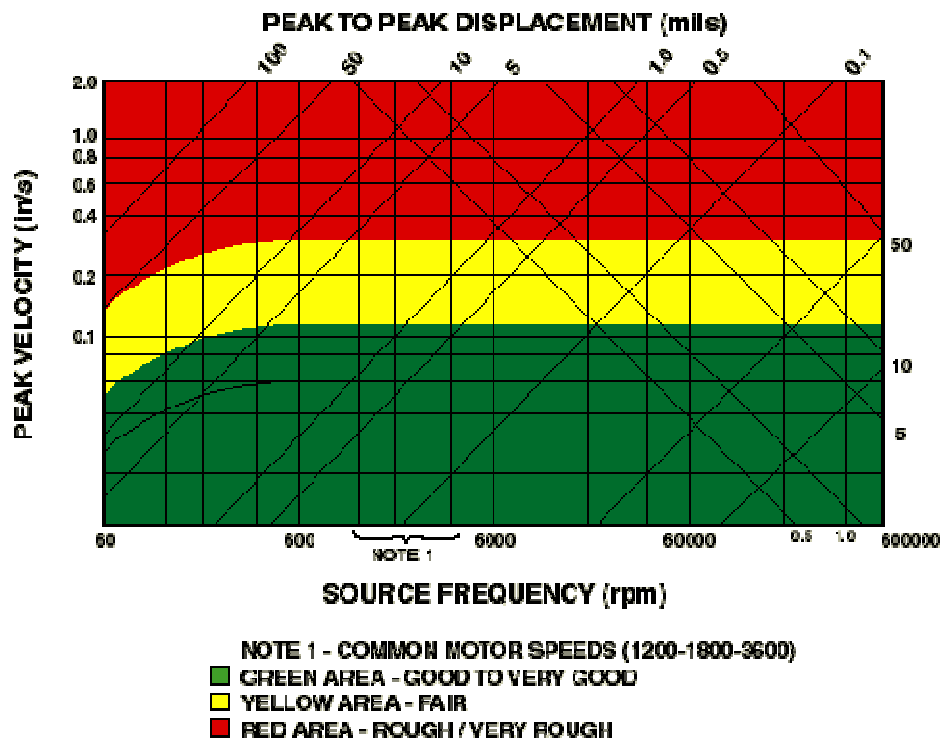


Tabla 8.1. Tabla de severidad. En color rojo, zona peligrosa, dejar de utilizar el compresor; en color amarillo, zona razonable: se puede seguir utilizando la máquina, pero tampoco por mucho tiempo más; en color verde, zona óptima de funcionamiento, donde la máquina opera sin tener problemas rotodinámicos.

## 9. Efectos del ensuciamiento

Durante el funcionamiento del compresor, las palas del impulsor pueden ensuciarse. Este ensuciamiento hace que la velocidad relativa aumente, y que la velocidad tangencial disminuya (se produce una disminución del flujo). Por lo que la altura (o energía) en condiciones de ensuciamiento disminuirá.



Figura 9.1. Ensuciamiento que puede tener lugar en las palas del impulsor.

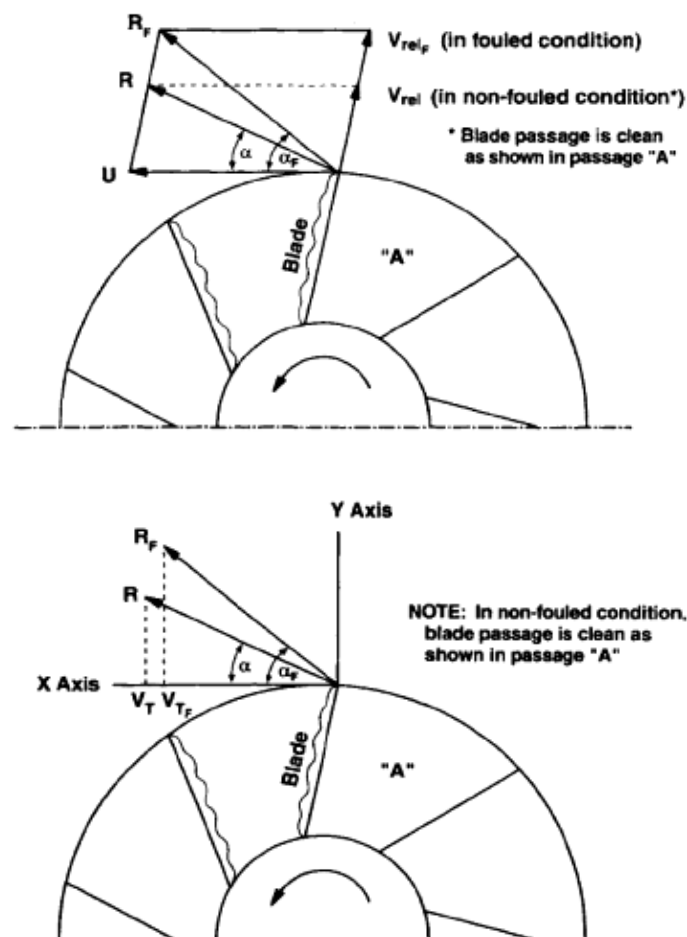


Figura 9.2. Efecto del ensuciamiento en la velocidad del gas. En condiciones de ensuciamiento, la velocidad relativa aumenta, haciendo que la velocidad resultante sea menor, y por tanto, que la velocidad tangencial disminuya.

Además, se producirá un decremento de la eficiencia, y el punto de operación estará más cercano a la línea de “surge”.

Las causas que pueden originar un ensuciamiento son:

1. Partículas suspendidas en el aire
2. Partículas arrastradas durante la aspiración
3. Cambios del gas (presión y temperatura)

El ensuciamiento no tiene por qué ocurrir solamente en la primera etapa, puede tener lugar en cualquiera de ellas.

## 10. Fallas en un compresor dinámico

### 10.1. Falla de impulsor

Debido a altas vibraciones y a oscilaciones pronunciadas de presión de aspiración, las paredes del impulsor pueden llegar a separarse y rozar con el diafragma, provocando desgaste.

Otro posible fallo se puede deber a que el acabado de la soldadura de los álabes no es adecuado.

### 10.2. Oscilación de la presión de aspiración

El diseño de los compresores y la selección de sus elementos externos prevén un suministro estable del flujo de gas. Una operación continua con oscilaciones pronunciadas en la presión de aspiración, establece condición de fuerzas adicionales alternantes. Algunos elementos rotativos pueden experimentar esfuerzos límites y conllevar a la falla por fatiga.

### 10.3. Alta temperatura de cojinete de empuje

Los cojinetes pueden sufrir un aumento de temperatura debido a la parada/arranque repetitivo.

### 10.4. Alta vibración del compresor

Cada vez que el gas atrapado en el compresor sale a la puerta de descarga se produce una pulsación. Si no está calibrada correctamente la relación de volumen, esta frecuencia producirá amplitudes mayores. Una sobrepresión puede producir pulsaciones muy fuertes de 200 Hz; una baja presurización puede producir pulsaciones muy fuertes a 400 Hz.

Resonancia, frecuencia natural, o velocidad crítica se refieren todas aproximadamente al mismo fenómeno. Todo es una campana. Si se golpea o se excita por algo externo, toda estructura tenderá a vibrar a una cierta frecuencia fija. Un paquete compresor con su base y sus tuberías crean una red compleja de muy diversas estructuras, las cuales tienen cada una, una cierta frecuencia de resonancia. Si algunas de estas frecuencias de resonancia se encuentran a 200 Hz o 400 Hz se producirá una vibración excesiva ya que las pulsaciones de descarga excitarán la estructura resonante a estas frecuencias.



Figura 10.1. Fallas debidas a vibraciones en el compresor.



Figura 10.2. Fallas originadas en el impulsor.

## 11. Termodinámica del proceso

### 11.1. Estados de equilibrio de un fluido y procesos termodinámicos

Las transformaciones de energía que tienen lugar en una máquina de fluido se realizan por intermedio de un fluido, llamado por eso fluido de trabajo o medio, que recibe, almacena y cede energía de diversas formas. Esto se realiza mediante cambios de estado sucesivos del fluido. El fluido que pasa de un estado de equilibrio a otro, a través de una serie de estados de equilibrio intermedios, se dice que realiza un proceso. Éste puede ser abierto o cerrado, volviendo en este último caso el fluido al estado inicial. Se dice entonces que el fluido ha realizado un ciclo.

El estado de un cuerpo y en particular de un fluido se caracteriza por un valor bien determinado de todas y cada una de sus propiedades: presión, densidad, temperatura, etc. En el estado de equilibrio, el estado del cuerpo es el mismo en toda la masa de fluido considerada.

### 11.2. Propiedades fundamentales de los fluidos

Entre las propiedades que caracterizan el estado de un fluido hay tres que se denominan fundamentales: la presión, la temperatura y el volumen específico. Se llaman fundamentales porque se prestan a medición directa y fácil: la presión mediante manómetros, la temperatura mediante termómetros, y el volumen específico por pesada y medición de las dimensiones geométricas del recipiente.

El estado de un cuerpo queda unívocamente determinado por dos propiedades, que son independientes entre sí. Así, por ejemplo, para determinar el estado de un cuerpo no basta fijar su densidad y su volumen específico, porque no son propiedades independientes (el volumen específico es el recíproco de la densidad). Tampoco en un líquido en ebullición la presión y la temperatura de la mezcla vapor-líquido son independientes; y por tanto, para determinar el estado del fluido en la zona del vapor húmedo, no basta especificar su presión y temperatura. Es necesario añadir una tercera variable, por ejemplo, su volumen específico.

Dadas, pues, dos variables independientes queda definido el estado de un fluido, siendo las restantes propiedades funciones de aquellas dos. Siendo  $x$ ,  $y$  dos propiedades termodinámicas cualesquiera y  $z$  una tercera propiedad, la ecuación  $z = f(x, y)$  representa una superficie. Si  $x$ ,  $y$ ,  $z$  representan las tres propiedades fundamentales  $p$ ,  $v$ ,  $T$  dicha ecuación se llama *ecuación de estado*. Como dado un punto en el plano  $x, y$  queda definido  $z$ , y  $z$  puede ser cualquier propiedad, las propiedades termodinámicas se denominan *funciones de punto*.

Una línea cualquiera contenida en la superficie  $z = f(x, y)$  representa un proceso. En termodinámica se prefiere utilizar en vez de la representación gráfica tridimensional la representación bidimensional. Pueden utilizarse como coordenadas dos propiedades cualesquiera; siendo los planos  $p$ - $v$  (presión-volumen específico),  $T$ - $s$  (temperatura-entropía) y

h-s (entalpía-entropía) los preferidos para el estudio de las máquinas térmicas. En un plano termodinámico cualquiera, por ejemplo, el plano p-v, un punto representa un estado.

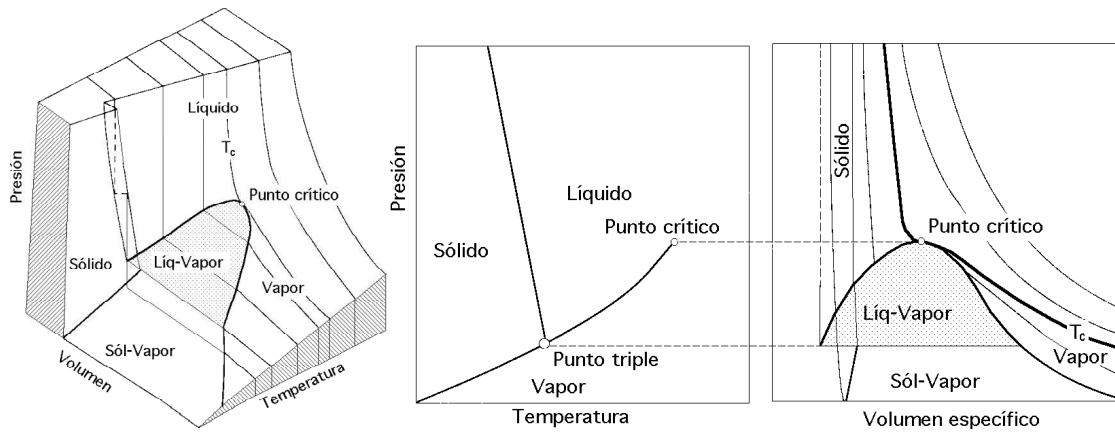


Figura 11.1. Superficie (p,v,T) para una sustancia que se expande al congelarse. Diagrama de fases y diagrama (p,v).

Sólo los estados y procesos de equilibrio pueden ser representados en un plano termodinámico. Así el proceso de expansión del gas encerrado en un cilindro sólo puede representarse en el plano p-v, si cada estado intermedio de la expansión es un estado de equilibrio, es decir, si en cada estado intermedio tanto la presión como el volumen específico tienen el mismo valor en toda la masa de gas. De lo contrario a cada porción del gas correspondería un punto distinto en el diagrama. Los procesos reales no son procesos de equilibrio, pero se estudian hipotéticamente como si lo fueran.

Si en cada estado del proceso la presión es la misma en toda la masa, se dice que el fluido está en *equilibrio mecánico*, y si la temperatura es la misma se dice que el fluido está en *equilibrio térmico*. Si la temperatura y presión son iguales, las restantes propiedades o funciones de punto también lo serán. Por tanto, la condición necesaria y suficiente para que exista un estado de equilibrio es que exista a la vez equilibrio mecánico y equilibrio térmico.

### 11.2.1. Temperatura

La temperatura es la propiedad que caracteriza el estado térmico de un cuerpo en cuanto a la facultad de comunicar calor a otros cuerpos.

Según la teoría molecular de la materia, las moléculas de un gas perfecto contenido en un recipiente se hallan en movimiento incesante y desordenado, chocando unas con otras y contra las paredes del recipiente, verificándose la ecuación:

$$\frac{\mu c^2}{2} = BT$$

(Ec. 11.1)



donde  $\mu$  es la masa de una molécula,  $c$  es la velocidad cuadrática media del movimiento molecular,  $B$  es el coeficiente de proporcionalidad y  $T$  la temperatura absoluta.

En el sistema SI la unidad de temperatura es el Kelvin. Así,

$$T(K) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15$$

siendo  $\Delta T = \Delta t$ , el grado centígrado y el Kelvin representan un mismo intervalo de temperatura.

### 11.2.2. Presión

Según la teoría cinética de los gases se verifica en el gas perfecto la ecuación:

$$p = \frac{2}{3} n \frac{\mu c^2}{2} \quad (\text{Ec. 11.2})$$

donde  $p$  es la presión absoluta del gas,  $n$  el número de moléculas por unidad de volumen de gas,  $\mu$  es la masa de una molécula y  $c$  es la velocidad cuadrática media del movimiento molecular.

Según esta teoría la presión sobre las paredes del recipiente no es otra cosa que el resultado de los choques de las moléculas contra las mismas. La presión origina una fuerza  $P$  normal a la pared e igual a

$$P = p \cdot A$$

siendo  $A$  la superficie sobre la cual actúa la presión.

La presión absoluta en un punto de un fluido  $p$  puede medirse con gran precisión con un manómetro y un barómetro. Los manómetros corrientemente empleados miden la presión excedente o relativa  $p_e$ , o presión del punto con relación a la presión atmosférica, y el barómetro la presión absoluta  $p_{amb}$  que se denomina presión ambiente o presión barométrica. Entre ambas existe la relación:

$$p = p_e + p_{amb}$$

### 11.2.3. Densidad, peso específico, peso específico relativo y volumen específico

Todas estas propiedades no son más que expresiones distintas de una misma propiedad termodinámica. En efecto:

- a) La densidad  $\rho$  es la masa por unidad de volumen.
- b) El peso específico  $\gamma$  es el peso por unidad de volumen de la sustancia.

Entre  $\rho$  y  $\gamma$  existe la relación:

$$\gamma = g \cdot \rho$$

donde  $g$  es la aceleración de la gravedad.

- c) La densidad relativa (o peso específico relativo)  $\delta$  es la densidad absoluta (o el peso específico) de la sustancia a la densidad absoluta (o al peso específico) del agua a la presión normal (1,013 bar) y a la temperatura de 4°C (a la cual la densidad del agua alcanza su valor máximo). Es decir:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_a} = \frac{\gamma}{\gamma_a}$$

- d) El volumen específico  $v$  en el sistema SI es el volumen por unidad de masa, o sea, el recíproco de la densidad:

$$v = \frac{1}{\rho}$$

### 11.3. El gas perfecto y el gas real. Ecuaciones de estado

#### 11.3.1. El gas perfecto y el gas real

Las leyes que regulan las transformaciones energéticas de los cuerpos reales, teniendo en cuenta la fuerza de cohesión entre las moléculas y los volúmenes de las mismas, son realmente complejas.

Un cuerpo puede hallarse en tres estados físicos: sólido, líquido y gaseoso. Estos estados se caracterizan precisamente por la importancia de las fuerzas de cohesión entre las moléculas y el volumen molecular.

- a) En el *estado sólido* las moléculas se hallan muy cercanas, carecen de movimiento de traslación, y las fuerzas de atracción o repulsión entre ellas son máximas.
- b) En el *estado líquido* aumenta la distancia entre las moléculas, pero es todavía pequeña. Éstas se mueven con movimiento de traslación y disminuyen las fuerzas de cohesión moleculares.
- c) En el *estado gaseoso* aumenta considerablemente el volumen ocupado por la sustancia, con lo que aumenta también la distancia entre las moléculas, y disminuyen considerablemente las fuerzas de cohesión. Cuanto mayor es la temperatura del gas y menor la presión, la relación entre el volumen de las moléculas y el volumen del espacio en que se mueven es menor, y las fuerzas de cohesión entre las mismas son menores también. En el límite, cuando la presión tiende a cero y el volumen específico a infinito se dice que el gas se encuentra en estado de *gas perfecto*.

Un *gas perfecto* es aquel en que pueden despreciarse tanto el volumen molecular como la fuerza de atracción entre las moléculas. El gas perfecto es una extrapolación de las tendencias que muestran los gases reales a bajas presiones y elevados volúmenes específicos. Ningún gas real es perfecto.

### 11.3.2. Ecuación de estado de los gases perfectos

Experimentalmente se dedujo que 1 kg de gas real evoluciona entre dos estados 1 y 2, en que el gas se comporta como gas perfecto, de manera que se cumple siempre:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

Es decir:

- a) A temperatura constante (proceso isotérmico) el volumen específico de un gas perfecto varía en razón inversa de la presión absoluta (ley de Boyle-Mariotte).
- b) A presión constante (proceso isobárico) el volumen específico de un gas perfecto varía directamente con la temperatura absoluta (primera ley de Gay-Lussac).
- c) A volumen constante (proceso isocórico) la presión absoluta de un gas perfecto varía directamente con la temperatura absoluta (segunda ley de Gay-Lussac).

Como los estados 1 y 2 son arbitrarios, se tendrá:

$$\frac{pv}{T} = C$$

donde  $C$  es una constante que sólo depende de la naturaleza del gas, y que se denomina por esto constante del gas y se designa en general con el símbolo  $R_i$ , constante del gas  $i$ ; para el aire será  $R_a$  y así sucesivamente. Por tanto,

$$pv = R_i T$$

(Ec. 11.3)

Más conocida como la *ecuación de estado de los gases perfectos* o *ecuación de Clapeyron*.

La constante de un gas  $R_i$  puede determinarse experimentalmente mediante la exacta medición de valores simultáneos de  $p$ ,  $v$  y  $T$ .

Multiplicando ambos miembros de la Ec. 11.3 por la masa  $m$  del gas, y teniendo en cuenta que  $v \cdot m = V$  donde  $V$  es el volumen total del gas, se obtiene la ecuación de estado para una masa  $m$  de gas.

$$pV = mR_i T$$

Diferenciando de la Ec. 11.3 tendremos:

$$p dv + v dp = R_i dT = \frac{pv}{T} dT$$

(Ec. 11.4)

Y dividiendo el primero y tercer miembro de la Ec. 11.4 por  $p v$  se tendrá la *forma diferencial de la ecuación de estado*:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T}$$

Se denomina *mol* de un cuerpo a un número de kilogramos igual al número que expresa la masa molecular relativa del cuerpo. Así, 1 mol de aire = 28,964 g; 1 mol de oxígeno = 32 g, etc. Una cantidad cualquiera de masa  $m$  en kg de un cuerpo se expresará en función del número de moles  $n_m$ :

$$n_m = \frac{m}{M_r}$$

Multiplicando los dos miembros de la Ec. 11.3 por 1 mol ( $M_r$  kg), se obtiene:

$$p \frac{(M_r v)}{T} = M_r R_i$$

(Ec. 11.5)

Ahora bien, según la ley de Avogadro, todos los gases perfectos, a una presión y temperatura determinada, tienen el mismo número de moléculas en un volumen determinado. Según eso, siendo la masa molecular relativa un índice de la masa de la molécula, se tendrá:

$$\frac{\rho_x}{\rho_y} = \frac{M_{rx}}{M_{ry}}$$

donde los subíndices x e y se refieren a dos gases perfectos cualesquiera. Por tanto:

$$M_{rx} v_x = M_{ry} v_y$$

Es decir, el producto  $M_r v$  es igual para todos los gases perfectos; de donde se sigue, según la Ec. 11.5, que  $M_r R_i$  es una constante universal para todos los gases perfectos. El valor de esta constante R es 8,3143 J/(mol K) y la ecuación de estado del gas perfecto referida no a 1kg sino a una cantidad cualquiera de gas expresada por el número de moles  $n_m$ , se obtendrá multiplicando los dos miembros de la Ec. 5 por  $n_m$ , y teniendo en cuenta que  $M_r R_i = 8,3143$ ,  $M_r n_m = m$  (masa total) y que  $m \cdot v = V$  (volumen total), se tendrá:

$$\frac{pV}{T} = 8,3143 n_m$$

A esta ecuación se le conoce como *ecuación de estado de los gases perfectos* para una masa cualquiera especificada por el número de moles o *ecuación de Clapeyron-Mendeleiev*.

### 11.3.3. Ecuación de estado de los gases reales

Las experiencias realizadas con gases reales en intervalos grandes de presiones y temperaturas demuestran desviaciones más o menos acentuadas de la ecuación de los gases perfectos. Como se puede observar en la figura 11.2 en un cierto intervalo de temperatura (curva  $t_1$ ) el gas real se comporta como menos compresible que el gas perfecto; en otro intervalo (curva  $t_2$ ) el gas real se comporta como más compresible; en otro intervalo de temperaturas (curva  $t_3$ ) la

desviación es en un sentido u otro según la presión, y finalmente en otro intervalo de temperaturas (curva  $t_4$ ) se comporta como un gas perfecto.

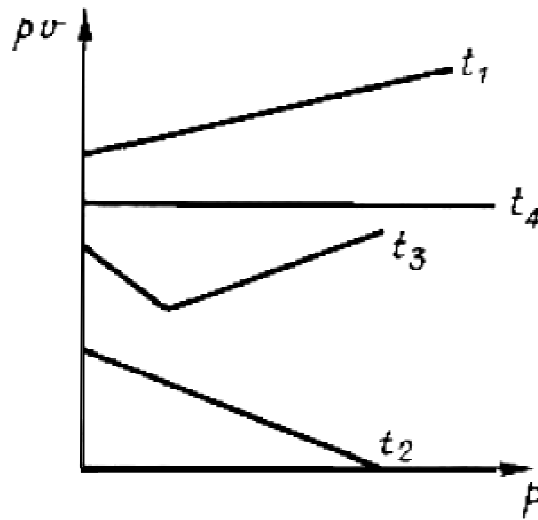


Figura 11.2. Comportamiento del gas real según la temperatura en comparación con el gas perfecto (curva  $t_4$ ).

Las ecuaciones de estado de los gases reales son con frecuencia tan complicadas que en los cálculos es preferible utilizar tablas y diagramas, deducidas de dichas ecuaciones y de ensayos experimentales.

Es muy conocida la ecuación de Van der Waals:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}$$

donde

— es una corrección debida a las fuerzas de cohesión, que se desprecian en el gas perfecto.

$b$  es una correlación debida al volumen molecular, que se desprecia también en el gas perfecto.

Los coeficientes de esta ecuación se obtienen experimentalmente.

La ecuación de Van der Waals no suele proporcionar resultados cualitativos suficientemente exactos para fines prácticos. La mecánica estadística ha permitido recientemente elaborar una teoría general de la ecuación de estado de las sustancias reales.



## 12. Características de los compresores centrífugos

Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un compresor centrífugo (figura 12.1) son:

1. Un aumento de la energía cinética del gas (presión dinámica), y también algo de la estática, desde (1) a (2) merced al elevado valor que alcanza  $c_2$ . Este proceso tiene lugar en el impulsor, que tiene como misión acelerar el gas, que es aspirado axialmente hacia el centro del impulsor, y cambia su dirección en 90 grados convirtiéndolo en un flujo radial.

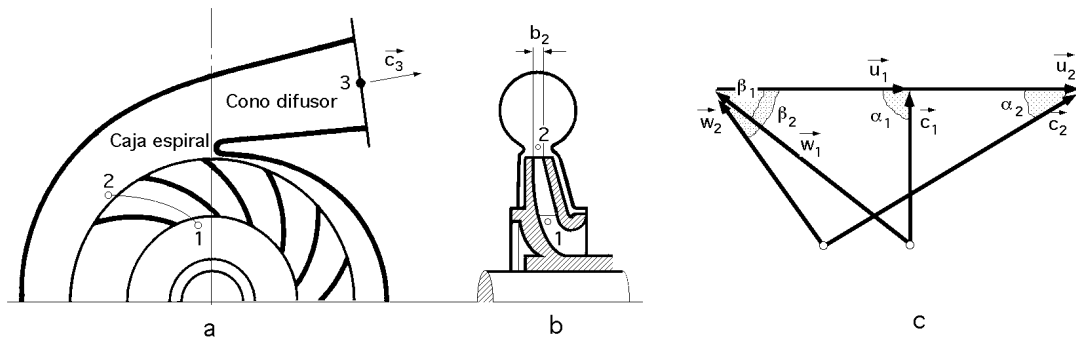


Figura 12.1. Secciones de un compresor centrífugo de álabes curvados hacia atrás: a) Corte transversal; b) Corte meridional y c) Triángulos de velocidad.

Los triángulos de velocidades del impulsor en el derrame ideal se han representado en la figura 12.1.c. Cuando el impulsor de un compresor centrífugo gira en presencia de un gas, la fuerza centrífuga le empuja desde la boca de entrada del impulsor hasta el final del álabe.

La velocidad del fluido a la salida del álabe, originada por esta fuerza centrífuga es  $w_2$ , conocida como velocidad relativa del álabe.

Por otra parte, el fluido es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe, punto donde la velocidad es  $u_2 = \omega \cdot r_2$ .

Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el fluido a la salida del álabe, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante  $c_2$  que es, en magnitud y sentido, la velocidad absoluta a la que realmente el fluido abandona el álabe, cuyo valor suele ser del orden del 50-70% de  $u_2$ , dependiendo del ángulo  $\beta_2$  a la salida.

2. Disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el gas en el impulsor, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor. En la figura 12.2 se muestran los cambios de velocidad y presión estática que el gas experimenta a su paso por el compresor centrífugo.

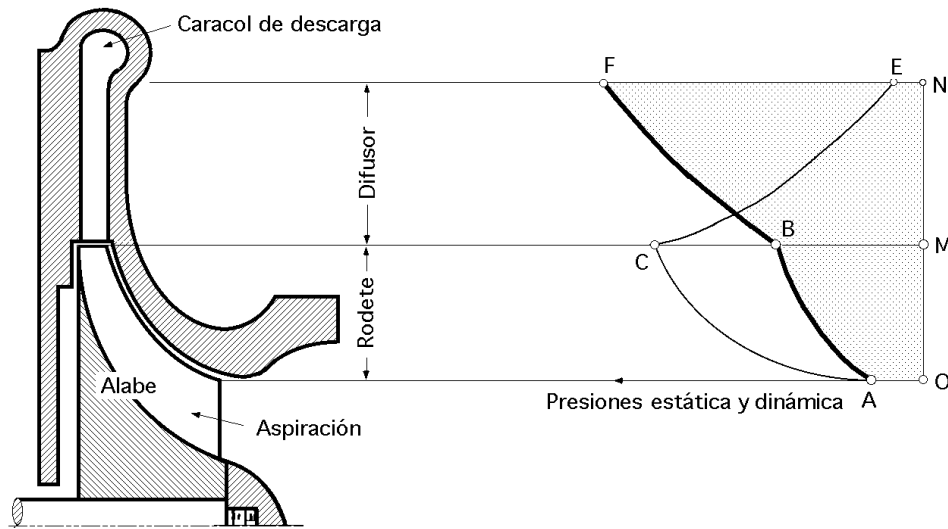


Figura 12.2. Cambios de presión estática y dinámica a través de un compresor centrífugo. OA: presión estática y dinámica a la salida del compresor; MB: Presión estática a la salida del impulsor; MC: Presión dinámica a la salida del impulsor; NE: Presión dinámica a la salida del difusor; NF: Presión estática a la salida del difusor.

**Entrada en el compresor.** En el compresor centrífugo, el gas entra por el dispositivo de admisión, que debe garantizar una entrada uniforme del mismo en el impulsor con un mínimo de pérdidas. Este dispositivo puede ser axial o acodado.

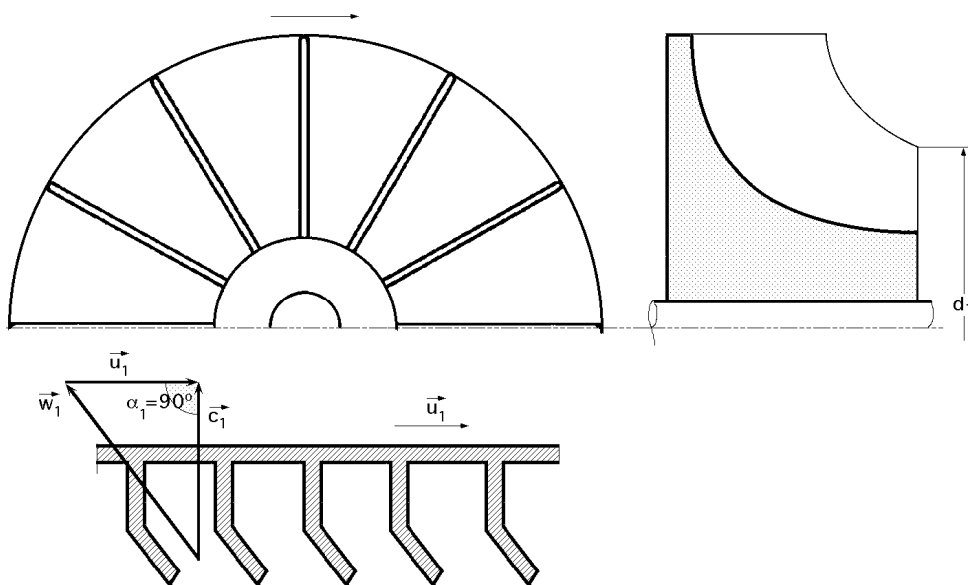


Figura 12.3. Impulsor de entrada y salida radial.



**La entrada en el impulsor sin rotación**,  $c_{1u} = 0$  ó  $\alpha_1 = 90^\circ$ , es el caso más frecuente (figura 12.3). Otras veces se le comunica al gas una contrarrotación,  $c_{1u} > 0$ , o una rotación,  $c_{1u} < 0$ , para lo cual se coloca una corona directriz fija antes del impulsor, dotada de álabes, que establecen el ángulo de entrada  $\alpha_1$  más conveniente en cada caso. En la parte inferior izquierda de la figura 12.3 se representa la vista desde arriba del desarrollo cilíndrico en el radio en la base  $r_1$  junto con el triángulo de velocidades para una entrada sin rotación  $c_{1u} = 0$ . En algunos compresores de gran rendimiento a cargas intermedias se coloca un difusor a base de una corona directriz de álabes orientables a la salida, que sirve además para regular el caudal.

### 12.1. Relación de compresión máxima en una etapa de un compresor

Si se acepta que  $\alpha_1 = 90^\circ$  se demuestra que la relación de compresión máxima teóricamente alcanzable en una etapa es:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \frac{\text{Presión absoluta en la descarga}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} = \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{u_2 c_{2u}}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{Ec. 12.1})$$

donde  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  es el coeficiente de dilatación adiabática.

Si se desprecia  $w_2$  frente a  $u_2$  se cumple que  $c_2 = u_2 = \omega \cdot r_2$ , y por lo tanto, que:

$$u_2 = c_{2u} \Rightarrow \beta_2 = 90^\circ$$

Por lo que la relación anterior quedaría de la forma:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{u_2^2}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{Ec. 12.2})$$

De la que se deduce que, en un compresor dado que gira a velocidad constante y desplaza un gas determinado, cuanto mayor sea la temperatura de entrada del gas menor será la relación de compresión generada.

Como la relación de compresión conseguida no depende de  $p_1$  sino de  $T_1$ , implica que si un determinado compresor girando a una velocidad fija comprime un gas desde 1 bar a 3 bar, lo comprimirá también por ejemplo desde 0,2 bar a 0,6 bar, siempre que en ambos casos la temperatura  $T_1$  a la entrada sea la misma.

#### 12.1.1 Capacidad de los compresores centrífugos

Para alcanzar la presión  $p_3$  deseada se necesitan altas velocidades de impulsor, lo que implica que los compresores centrífugos sean máquinas potencialmente capaces de desplazar grandes

caudales volumétricos. El volumen desplazado (medido en las condiciones de entrada) es función de la velocidad de giro y del tamaño de los pasajes, entre álabe y álabe, del impulsor.

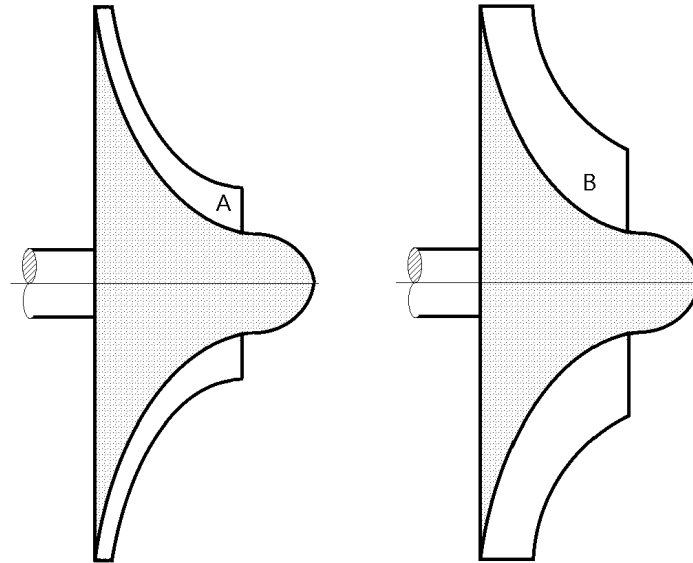


Figura 12.4. Impulsores que desplazan volúmenes diferentes generan igual  $p_3$ .

En la figura 12.4 se representan dos impulsores A y B que desplazan volúmenes diferentes de gas pero generan la misma presión  $p_3$  de descarga. Si se supone que el compresor B desplaza, por ejemplo, 4 veces lo que desplaza el compresor A, tendrá una capacidad 4 veces mayor; sin embargo, el costo del compresor B será sólo ligeramente superior al del A.

Si los pasajes del compresor A se reducen todavía más, no sucede lo mismo con su costo, aparte de que las pérdidas de carga en los pasajes más estrechos habrían alcanzado valores excesivos. Esta es la razón por la que los compresores centrífugos de pequeñas capacidades no son económicos, y sí los de muy elevada capacidad. Esto no quiere decir que la construcción de compresores centrífugos muy grandes no sea más cara que la de los más pequeños, pero el incremento de su costo no está en la misma proporción que el aumento de su capacidad, por lo que la construcción de compresores centrífugos muy grandes es mucho más económica que la de sus equivalentes alternativos, cuyo costo sería prohibitivo.

### 12.2. Relación de compresión máxima en un compresor de varios escalonamientos

Si se colocan unos cuantos impulsores en serie, como los representados en la figura 12.5, la relación de compresión total del compresor es igual al producto de las relaciones de compresión de cada escalonamiento. Si la relación de compresión es la misma para todos los escalonamientos, resulta igual a la enésima potencia de dicha relación de compresión, siendo  $Z$  el número de escalonamientos.

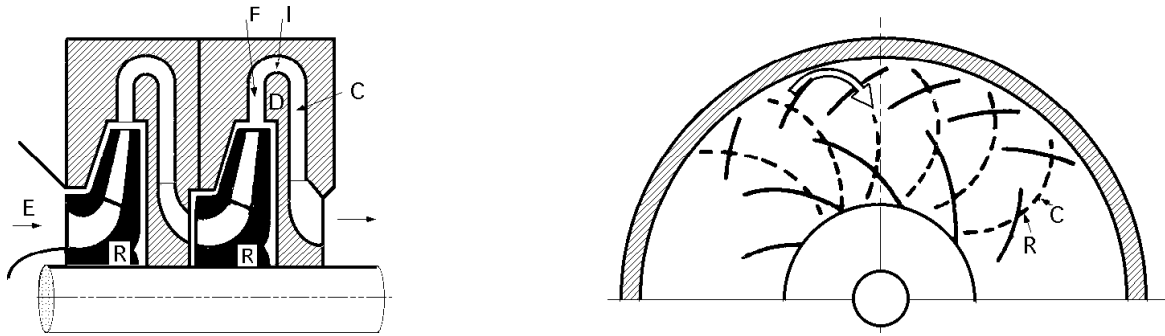


Figura 12.5. Compresor radial de varios escalonamientos: a) Corte meridional y b) Corte transversal.

En la figura 12.5, E es la entrada al impulsor, R los álabes móviles del impulsor, F la corona directriz con álabes fijos, que a expensas de la energía cinética del gas incrementa la presión del mismo. Rodeando al diafragma D de separación de los dos escalonamientos se encuentran el conducto inversor sin álabes I, de donde pasa el gas a la corona directriz de flujo centrípeto C, que constituye el elemento característico de los compresores de varios escalonamientos.

Estos álabes sirven para conducir el gas a la entrada del impulsor siguiente, aproximadamente, con la misma velocidad en módulo y dirección, que tenía a la entrada del primer impulsor (en general la entrada en todos los impulsores es sin rotación:  $c_{1u} = 0$ ;  $\alpha_1 = 90^\circ$ ).

Si la relación de compresión es pequeña se suelen construir todos los impulsores iguales y con el mismo diámetro exterior, por lo que el salto entálpico en todos los impulsores es igual pero la relación de compresión no, debido al aumento de temperatura del gas con la compresión.

### 12.3. Relaciones de compresión

La relación de compresión  $\varepsilon_c$  que se obtiene en un escalonamiento que consta de impulsor y difusor, es:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_3 p_2}{p_2 p_1}$$

Donde el subíndice 1 indica la entrada en el impulsor, el 2 la salida del impulsor y entrada en el difusor, y el 3 la salida del difusor.

#### 12.3.1. Compresión isentrópica en el impulsor

La transformación isentrópica sigue la ecuación:

$$p \cdot V^k = cte$$

En una transformación isentrópica adiabática la variación de entalpía es igual al trabajo:

$$\Delta W = \Delta i$$

Dados dos puntos, 1 y 2, donde 1 representa la aspiración del compresor y 2 la descarga, se tiene:

$$p \cdot V^k = p_1 \cdot V_1^k$$

$$V = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot V_1 \cdot p^{-\frac{1}{k}}$$

El trabajo por unidad de masa:

$$dW = V \cdot dp$$

$$W = \int_{p_1}^{p_2} V \cdot dp$$

$$W = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot V \cdot \int_{p_1}^{p_2} p^{-\frac{1}{k}} \cdot dp = p_1^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{V}{\frac{k-1}{k}} \cdot \left( p_2^{\frac{k-1}{k}} - p_1^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{p_1 \cdot V}{\frac{k-1}{k}} \cdot \left( p_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

(Ec. 12.3)

Además, por ser un gas real, para un mol:

$$p \cdot V = Z \cdot R_g \cdot T$$

Se tiene:

$$p_1 \cdot V = Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1$$

donde  $PM$  es el peso molecular del gas en g/mol y  $R = 8,314 \frac{J}{mol \cdot K}$ .

El trabajo por unidad de masa, o, comúnmente conocido como altura en un compresor, es:

$$W = \frac{Z \cdot R \cdot T_1}{PM \cdot \frac{k-1}{k}} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

(Ec. 12.4)

Como muchos gases, y entre ellos el aire, obedecen muy aproximadamente a la ecuación de los gases perfectos, el trabajo real es:

$$W_r = c_p(T_2 - T_1)$$

(Ec. 12.5)

donde  $c_p$  es el calor específico medio del gas entre las temperaturas consideradas, y  $T_2$  es la temperatura final de la compresión isentrópica.

Además, en la compresión isentrópica adiabática se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

(Ec. 12.6)

Si el compresor tiene un rendimiento isentrópico:

$$\eta_{iso} = \frac{W}{W_r}$$

Para calcular la temperatura real de un gas ideal a la descarga de un compresor:

$$W = \left[ c_p \cdot T_1 \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right]$$

$$W_r = c_p(T_{2r} - T_1)$$

Se tiene que el rendimiento isentrópico es:

$$\eta_{iso} = \frac{\left[ c_p \cdot T_1 \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right]}{[c_p(T_{2r} - T_1)]}$$

Y así, la temperatura real a la descarga será:

$$T_{2r} = T_1 \cdot \left[ 1 + \left[ \frac{1}{\eta_{iso}} \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right] \right]$$

(Ec. 12.7)

donde el valor de  $k$  es el medio entre el correspondiente valor a la aspiración o descarga, a no ser que el gas sea perfecto ( $k$  constante a lo largo del proceso).

### 12.3.2. Compresión politrópica

Si ahora se considera una transformación tal que entre la aspiración y descarga del compresor se verifique una relación similar a la adiabática, donde ahora el exponente no es  $k$  sino  $n$ , de valor:

$$p \cdot V^n = cte$$

$$p_1 \cdot \left(\frac{1}{\rho_1}\right)^n = p_2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_2}\right)^n$$

donde  $\rho$  es la densidad, inversa del volumen específico; siendo  $\rho_1$  y  $\rho_2$  las densidades reales del gas a la aspiración y descarga del compresor, respectivamente.

El valor de  $n$  viene dado por:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)}$$

(Ec. 12.8)

Así, se define la altura politrópica como:

$$H_{poly} = \frac{R \cdot Z_m \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{PM \cdot \frac{n-1}{n}}$$

(Ec. 12.9)

Si el gas es ideal, dado que el coeficiente politrópico  $n$  es función de las condiciones reales del gas a la aspiración y descarga del compresor, resulta que la temperatura real de descarga viene dada por:

$$\frac{T_{2r}}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

(Ec. 12.10)

donde  $T_{2r}$  es la temperatura final real de la compresión.

La transformación politrópica equivale a la isentrópica como suma de todos los segmentos isentrópicos infinitesimales.

El rendimiento politrópico para un gas ideal viene dado por la relación:

$$\eta_{poly} = \frac{\text{Altura politrópica}}{\text{Altura real}} = \frac{H_{poly}}{H}$$

$$H_{poly} = \frac{R_g \cdot Z \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\frac{n-1}{n}}$$

$$H = \frac{R_g \cdot Z \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\frac{k-1}{k}}$$

Así, el rendimiento politrópico es:

$$\eta_{poly} = \frac{\frac{R_g \cdot Z}{n-1} \cdot (T_{2r} - T_1)}{\frac{R_g \cdot Z}{\frac{k-1}{k}} \cdot (T_{2r} - T_1)}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \cdot \eta_{iso}}$$

(Ec. 12.11)

El rendimiento isentrópico depende de las propiedades del gas y de la relación de compresión. Las etapas intermedias, internas de un compresor tienen un rendimiento superior al correspondiente al compresor en su totalidad.

La gran ventaja de la utilización de la transformación politrópica, es el hecho de que el rendimiento de las etapas intermedias del compresor es idéntico al rendimiento del compresor en su conjunto. Por otro lado tampoco depende dicho rendimiento de las características del gas. Esta propiedad es crucial para las pruebas de los compresores centrífugos en taller, con gases muy distintos a los que se utilizaran en la planta. Pensemos que en el taller se utilizan gases como el aire, el  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ , etc. Con ello se deduce que el rendimiento politrópico no depende como el isentrópico de la termodinámica del gas, sino de la configuración geométrica interna del compresor.

Si tenemos en cuenta que el compresor internamente, desde el punto de vista hidráulico se comporta como un orificio y que la fórmula que relaciona la altura hidráulica perdida en columna de líquido, o sea en altura diferencial, en un orificio viene dada por:

$$H = K \cdot Q^2$$

donde  $Q$  es el caudal volumétrico que circula por el compresor, dichas pérdidas son inherentes al compresor y al caudal volumétrico que circula por él, independientemente del tipo de gas.

## 12.4. Refrigeración

Los compresores de varios escalonamientos suelen ir refrigerados externa o internamente.

### 12.4.1. Refrigeración interior

Mediante la refrigeración interna se provee al estator del compresor de un cierto número de camisas por donde circula el agua de refrigeración. Este sistema es más eficiente, en teoría, que la refrigeración exterior.

Cada escalonamiento puede ir provisto de dos camisas, (figura 12.6). El agua de refrigeración entra por abajo, se desvía a la mitad por los tubos exteriores para no atravesar la junta horizontal del compresor, y sale caliente por la parte superior. Esta refrigeración se complementa mediante la circulación del agua por el interior de los diafragmas que separan los escalonamientos entre sí.

La figura 12.7 representa la curva del proceso de la compresión con refrigeración interna en el plano T-s, que es una politrópica de índice variable. Al comienzo de la compresión la curva es una politrópica con  $n < \gamma$ , porque al ser la transmisión de calor pequeña, a causa de la pequeña diferencia de temperaturas entre el gas y el refrigerante allí existente, la compresión es prácticamente adiabática irreversible. Después la refrigeración se acerca más a una isoterma, hasta el último tramo de la curva,  $n > \gamma$ , que representa el proceso en el penúltimo escalonamiento del compresor, en el cual la refrigeración, que se realiza por un solo lado, es menos eficiente. En los compresores modernos al aumentar la velocidad periférica  $u$ , disminuye el número de escalonamientos y con él la superficie disponible para una refrigeración eficiente, por lo que se recurre a la refrigeración exterior.

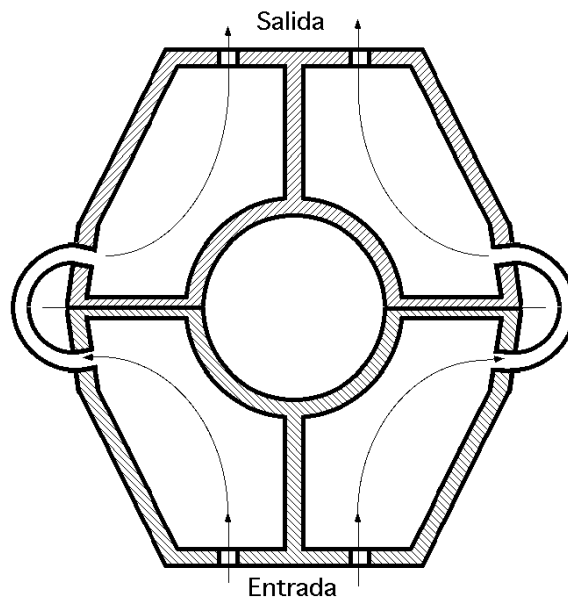


Figura 12.6. Refrigeración interna de un compresor centrífugo (corte transversal).

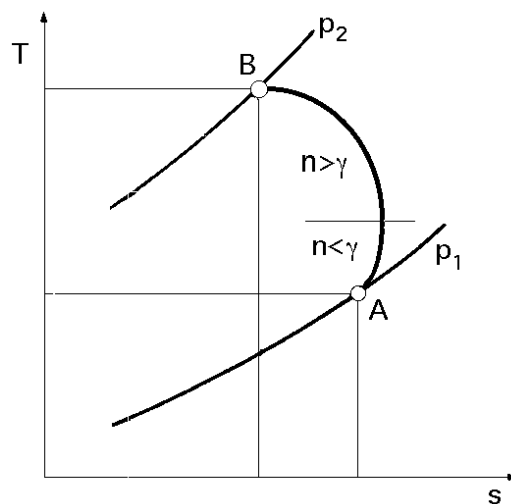


Figura 12.7. Curva de refrigeración interna (T-s).



### 12.4.2. Refrigeración exterior

En la refrigeración exterior los escalonamientos se dividen en grupos. El gas a la salida de un grupo pasa a un refrigerador, que es un intercambiador de calor de carcasa y tubos (también conocido como *intercooler*), que permite aumentar grandemente la superficie de refrigeración. A continuación pasa al gas al segundo grupo de escalonamientos, y así sucesivamente.

El diagrama T-s correspondiente a la compresión real con refrigeración exterior se indica en la figura 12.8, en la que se ha representado una compresión dividida en tres grupos de escalonamientos, con refrigeración exterior después de cada grupo, excepto el último.

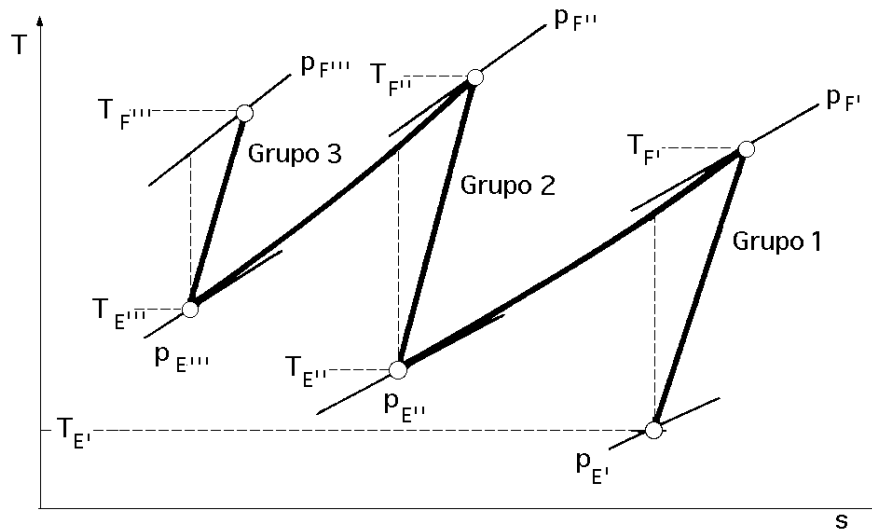


Figura 12.8. Refrigeración exterior después del primero y segundo grupo de un compresor dividido en tres grupos de escalonamientos.

La curva del proceso de compresión en cada grupo es una politrópica  $n < \gamma$ , correspondiente a una compresión adiabática real. El proceso ideal en cada refrigeración es isobárico, pero en el proceso real representado hay una pérdida de presión, siendo  $p_{E''}$  a la entrada del segundo grupo menor que la presión  $p_{F'}$  a la salida del primero. Este tipo de refrigeración es tanto más eficiente cuanto mayor es el número de refrigeradores. Al compresor refrigerado después de cada escalonamiento se le conoce comercialmente con el nombre de compresor isotérmico, frecuentemente utilizado para grandes potencias. Su rendimiento es muy elevado, pero su construcción es difícil y cara. También se puede emplear una refrigeración mixta, compuesta de la refrigeración interna y externa.

### 12.4.3. Proceso de compresión isentrópica

En la figura 12.9 se corresponde con el proceso  $E - F_s$ :

$$Q = 0$$

$$T = -\Delta i = i_{F_s} - i_E$$

#### 12.4.4. Proceso de compresión adiabática real

En la figura 12.9 se corresponde con el proceso  $EF$ :

$$T = -\Delta i = -(i_F - i_E)$$

Calor generado por fricción,  $E = \text{área } (cEFdc)$

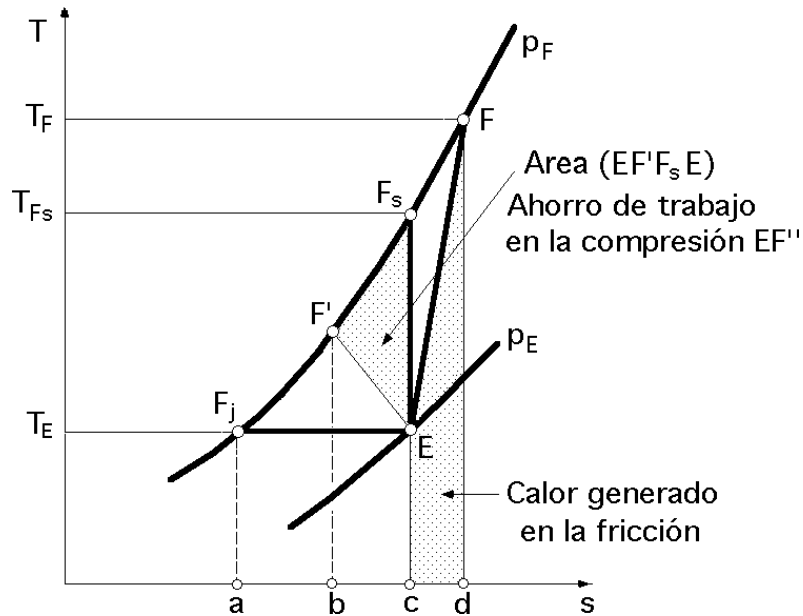


Figura 12.9. Proceso de compresión.

#### 12.4.5. Compresión refrigerada ideal

- a) **Refrigeración imperfecta (no isotérmica).** Corresponde al proceso  $(EF')$  de la figura 12.9.

$$T = -(\Delta i - Q) = \text{área } (cEF'b) + \text{área } (BF'F_i a) = \text{área } (cEF'F_i a)$$

El ahorro de trabajo respecto a la compresión isentrópica es el área  $(EF'F_s)$ .

- b) **Refrigeración isotérmica.** Corresponde al proceso  $(EF_i)$  de la figura 12.9.

$$T = Q = \text{área } (aF_i E c)$$

El ahorro de trabajo respecto a la compresión adiabática isentrópica es el correspondiente al área  $(F_i F_s E)$ .

#### 12.4.6. Compresión refrigerada real

Consideraremos los tres casos siguientes:

- a) **Compresión isentrópica irreversible.** En la figura 12.9 se corresponde con el proceso  $(EF_s)$ :

$$T = Q - \Delta i = -E - \Delta i = -(E + \Delta i)$$

Siendo  $E$  el trabajo debido a la fricción.

El calor evacuado en la refrigeración en este caso teórico es igual al calor generado en la fricción, mientras que el trabajo sería la variación de entalpía  $\Delta i$  incrementado en el valor de esta fricción, cuya magnitud no se puede valorar en el diagrama.

- b) Compresión refrigerada real imperfecta (no isotérmica).** En la figura 12.9 se corresponde con el proceso ( $EF'$ )

$$T = Q - \Delta i = \int T ds - E - \Delta i = -\text{área}(EF'F_iac) - \text{Pérdidas } E$$

- c) Compresión refrigerada real isotérmica.** En la figura 12.9 se corresponde con el proceso ( $EF_i$ )

$$T = Q - \Delta i = \int T ds - E - \Delta i = -\text{área}(cEF_i a) - \text{Pérdidas } E$$

El trabajo de compresión (trabajo de circulación) es igual a  $\Delta i$  sólo cuando la compresión es adiabática. En este caso, suponiendo gas perfecto y  $c_p$  y  $\gamma$  constantes, se tiene:

1. Compresión isentrópica:

$$T_{isentrópico} = i_{Fs} - i_E = c_p(T_{Fs} - T_E) = c_p T_E \left[ \left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

2. Compresión adiabática real:

$$T_{adiabática real} = i_F - i_E = c_p(T_F - T_E) = c_p T_E \left[ \left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Ya que la compresión adiabática real sigue aproximadamente una politrópica con  $n > \gamma$ .

La compresión refrigerada parcial ideal es una politrópica,  $n < \gamma$ , de la forma:

$$T_{adiabático real con refrigeración} = i_{F'} - i_E = c_p T_E \left[ \left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Luego:

$$T_{adiabático real con refrigeración} < T_{adiabática real} < T_{isentrópico}$$

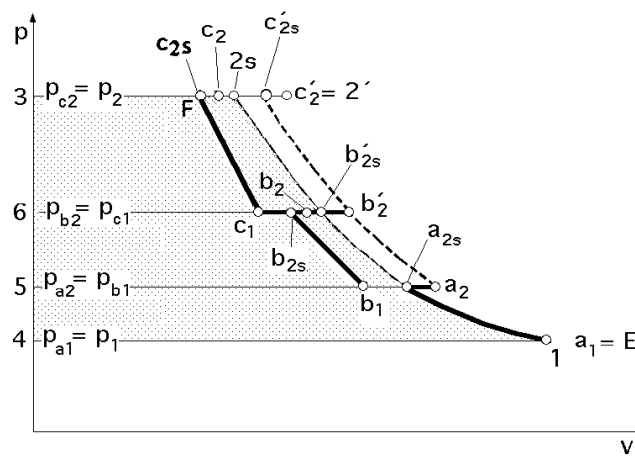
No siempre la compresión refrigerada resulta ser ni la más económica, ni la más interesante, ya que si se considera el rendimiento global de un ciclo, el incremento de entalpía es mayor en el compresor no refrigerado, y si el aire comprimido ha de entrar a continuación, por ejemplo, en la cámara de combustión de una turbina de gas este incremento adicional de entalpía supone un ahorro de combustible, por entrar el aire caliente en la cámara de combustión.

### 12.4.7. Refrigeración exterior escalonada

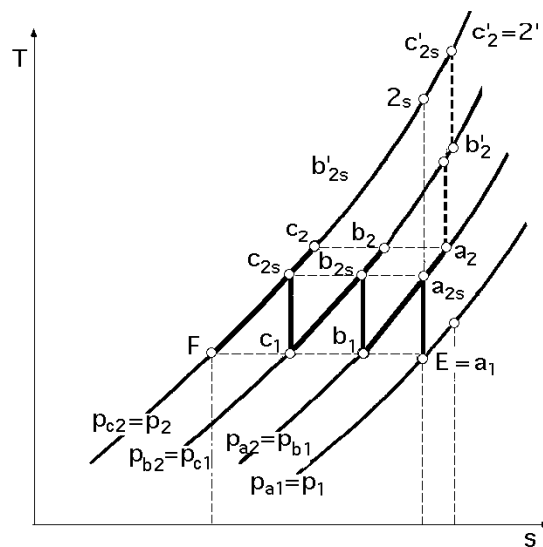
La refrigeración exterior se puede estudiar con ayuda de la figura 12.10, en la que se compara el trabajo ideal de un compresor adiabático con el trabajo ideal del mismo compresor con tres etapas de compresión y refrigeración intermedia.

Supondremos que dentro de cada etapa la compresión es adiabática, y despreciaremos las pérdidas de presión en los refrigeradores intermedios.

La representación de los procesos adiabáticos isentrópicos en cada escalonamiento con y sin refrigeración exterior y los puntos finales de la expansión real después de cada escalonamiento con y sin refrigeración externa, se ha hecho en el diagrama p-v (figura 12.10.a), en el diagrama T-s (figura 12.10.b) y en el esquema de la instalación en la figura 12.10.c.



(a)



(b)

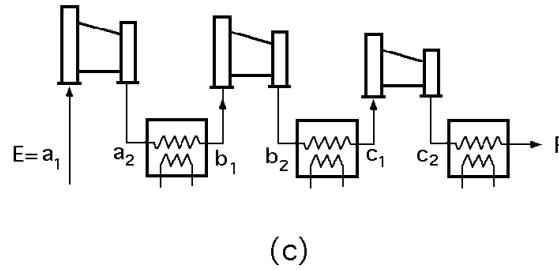


Figura 12.10. Refrigeración exterior: a) En el plano p-v; b) En el plano T-s y c) Esquema de la instalación.

En ellas 1 y 2 representan los estados del gas a la entrada y salida de cada grupo y  $a, b, c$  representan los estados correspondientes a cada uno de los tres grupos de la figura 12.10.c. El final de la compresión sin refrigeración se designa con ('). Así, por ejemplo, el punto  $b_2$  representa el estado final real del gas a la salida del segundo grupo, en el caso en que el gas no pase por refrigerador alguno.

El trabajo de compresión adiabático isentrópico del compresor como unidad completa viene representado en el diagrama p-v por el área sombreada (1-2<sub>s</sub>-3-4-1).

A causa de las pérdidas internas en cada grupo, la suma de los trabajos de compresión adiabático isentrópico de cada uno de los grupos en ausencia de refrigeración es el área (1-a<sub>2s</sub>-a<sub>2</sub>-b'<sub>2s</sub>-b'<sub>2</sub>-c'<sub>2s</sub>-3-4-1). Este trabajo es mayor que el anterior debido al factor de recalentamiento.

En la compresión con refrigeración externa intermedia, el trabajo adiabático isentrópico de compresión en el primer grupo es el mismo, pero en el refrigerador intermedio la temperatura desciende a presión constante desde la temperatura real  $T_2$  a la salida de este grupo hasta la temperatura final  $T_{b1}$ , al tiempo que desciende el volumen específico.

El gas se halla a la entrada del segundo escalonamiento en el estado  $b_1$ , siendo el trabajo adiabático isentrópico de compresión del segundo escalonamiento en el plano p-v igual al área ( $b_1$ -b<sub>2s</sub>-6-5-b<sub>1</sub>). El estado real al final de la compresión es el  $b_2$ , cuya temperatura es superior a la del punto  $b_{2s}$  final de la compresión adiabática isentrópica a causa de las pérdidas y así sucesivamente.

Se ha supuesto que una refrigeración final situada después del último escalonamiento lleva al gas al punto 2, que representa el estado del gas a la salida del compresor.

Por lo tanto se tiene:

1. La suma de los trabajos isentrópicos de compresión de todos los escalonamientos con refrigeración intermedia definida por el área (1-a<sub>2s</sub>-b<sub>1</sub>-b<sub>2s</sub>-c<sub>1</sub>-c<sub>2s</sub>-3-4-1).
2. La disminución de esta suma con relación a la compresión isentrópica sin refrigeración: área (a<sub>2s</sub>-2<sub>s</sub>-c<sub>2s</sub>-c<sub>1</sub>-b<sub>2s</sub>-b<sub>1</sub>-a<sub>2s</sub>).

3. La disminución de la misma suma en relación con la suma de los trabajos isentrópicos de cada grupo sin refrigeración: área ( $a_2-b'_{2s}-b'_{2-c'_{2s}}-c_{2s}-c_1-b_{2s}-b_1-a_2$ ).

#### 12.4.7.1. Rendimiento adiabático

El rendimiento adiabático de un escalonamiento de compresor o de la unidad completa es de la forma:

$$\eta_{adiabático\ escalón} = \frac{\varepsilon_{comp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\varepsilon_{comp}^{\frac{n-1}{n}} - 1} \quad (\text{Ec. 12.12})$$

donde  $\varepsilon_{comp}$  es la relación de compresión.

#### 12.4.7.2. Rendimiento isotérmico

El rendimiento isotérmico sirve para valorar la eficiencia de los diferentes tipos de refrigeración, y se define en la forma:

$$\eta_{isotérmico} = \frac{\text{Trabajo ideal de la compresión isotérmica}}{\text{Trabajo real absorbido por el compresor refrigerado}}$$

#### 12.4.7.3. Trabajo interno del compresor con refrigeración externa

Para el caso de tres etapas de compresión designando con  $\Delta i(a), \Delta i(b), \Delta i(c)$ , los saltos isentrópicos de cada uno de los grupos del compresor refrigerado externamente y llamando  $\eta_{ia}, \eta_{ib}, \eta_{ic}$  a los rendimientos del primero, segundo y tercer grupo, el trabajo interno  $T_i$  de la compresión con refrigeración externa es:

$$T_{int} = \frac{\Delta i(a)}{\eta_{ia}} + \frac{\Delta i(b)}{\eta_{ib}} + \frac{\Delta i(c)}{\eta_{ic}} = \sum_{x=a,b,c} \frac{1}{\eta_{ix}} \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{x1} \left[ \left( \frac{p_{x2}}{p_{x1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{Ec. 12.13})$$

Expresión que se puede ampliar a cualquier número de refrigeradores.

#### 12.4.7.4. Selección de las presiones en las refrigeraciones intermedias

Si se supone un compresor con  $Z$  refrigeradores dispuestos a la salida de cada grupo de escalonamientos excepto el último, y por tanto, con  $Z + 1$  cuerpos de escalonamientos. El estado inicial del gas viene determinado por  $(p_E, T_E)$ , siendo la presión final del compresor  $p_F$ .

Despreciando las pérdidas de presión en los refrigeradores y suponiendo que en todos ellos se enfría el gas hasta la misma temperatura inicial  $T_E$ , y denominando  $p_{a2}, p_{b2}$ , etc., la presión final después del grupo de escalonamientos primero, segundo, etc.

El trabajo absorbido por el primer grupo es:

$$T_{grupo (a)} = c_p T_E \left[ \left( \frac{p_{a2}}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Y si suponemos que el coeficiente de la politrópica  $n$  es el mismo para todos los grupos, el trabajo total absorbido por el compresor con  $Z$  escalonamientos es:

$$T_{total} = c_p T_E \left[ \left( \frac{p_{a2}}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_{b2}}{p_{a2}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \dots + \left( \frac{p_F}{p_{aZ}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - Z - 1 \right]$$

(Ec. 12.14)

El producto de los términos encerrados en el paréntesis del corchete es:

$$\left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

El trabajo total de la compresión es mínimo, cuando la relación de compresión de todos los grupos sea la misma:

$$\frac{p_{a2}}{p_E} = \frac{p_{b2}}{p_{a2}} = \dots = \frac{p_F}{p_{aZ}} = \left( \frac{p_F}{p_E} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{p_{a2}}{p_E} \cdot \frac{p_{b2}}{p_{a2}} \cdot \frac{p_{c2}}{p_{b1}} \cdot \dots = \frac{p_F}{p_E} = \varepsilon_{comp} = (\varepsilon_{c1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

(Ec. 12.15)

Siendo  $\varepsilon_{c1}$  la relación de compresión total de un escalonamiento (igual para todos los escalonamientos).

### 12.5. Ángulo de salida de los álabes del impulsor radial de baja presión

Si se supone teoría unidimensional, que todos los escalonamientos tienen el mismo diámetro  $d_2$ , entrada radial  $c_{1u} = 0$ ;  $\alpha_1 = 90^\circ$ , y que en cada uno de ellos el gas se comporta como un fluido incompresible, es decir, se desprecia la variación de su volumen específico, así como las pérdidas de carga, se puede estudiar fácilmente la variación de las características de un escalonamiento radial en función del ángulo  $\beta_2$  y obtener conclusiones de tipo cualitativo como la cantidad y calidad de energía transmitida al fluido en una turbina de gas. El despreciar la variación de volumen específico convierte el compresor en una turbomáquina hidráulica generadora, o sea, en una bomba centrífuga, o en un ventilador. El error que se comete en este supuesto puede ser grande, tanto mayor cuanto mayor sea la relación de compresión del escalonamiento.

La energía transmitida al fluido en un escalonamiento es:

$$E = H_{t \max} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = |c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cot g \beta_2| = \frac{u_2 (u_2 - c_{2m} \cot g \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left( 1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot g \beta_2 \right)$$

(Ec. 12.16)

Teniendo en cuenta la segunda expresión de Euler y suponiendo para simplificar que  $c_{1m} = c_{2m}$ , la presión dinámica que el impulsor comunica al fluido, o energía cinética por unidad de masa, viene expresada por:

$$E_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{2m}^2 + c_{2u}^2 - c_{1m}^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2\right)^2 \quad (\text{Ec. 12.17})$$

### 12.5.1. Grado de reacción

Se define el grado de reacción como la fracción de energía total entregada al fluido que es dada en forma de presión. El grado de reacción  $\sigma$  es de la forma:

$$\sigma = 1 - \frac{E_{din}}{E} = 1 - \frac{\frac{u_2^2}{2g} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2\right)^2}{\frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2\right)} = 1 - \frac{1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2}{2} = \frac{1}{2} + \frac{c_{2m} \cot \beta_2}{2u_2} \quad (\text{Ec. 12.18})$$

La energía de presión del impulsor es:

$$E_{presión} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2}{2g} - \frac{c_{2m}^2}{2g \sin^2 \beta_2} \quad (\text{Ec. 12.19})$$

En estas ecuaciones se observa que  $\beta_2$  puede oscilar entre un valor mínimo  $\beta_2 < 90^\circ$  y un valor máximo  $\beta_2 > 90^\circ$ , siendo los ángulos máximos y mínimos suplementarios.

En efecto, en la ecuación 12.17 el valor de  $E$  disminuye al disminuir  $\beta_2$  hasta cero para  $\tan \beta_{2 \min} = \frac{c_{2m}}{u_2}$  y si  $\beta_2$  sigue disminuyendo el valor de  $E$  cambiará de signo por lo que el compresor se convierte en una turbina de gas.

El grado de reacción  $\sigma$ , por el contrario, disminuye al aumentar  $\beta_2$  hasta hacerse cero:

$$\sigma = \frac{1}{2} + \frac{c_{2m}}{2u_2} \cot \beta_2 = 0$$

$$\tan \beta_{2 \max} = -\frac{c_{2m}}{u_2}$$

$$\tan \beta_{2 \max} = 180^\circ - \tan \beta_{2 \min}$$

Teóricamente se podría concebir un compresor con  $\sigma < 0$ , pero siendo la finalidad del compresor el producir un aumento de presión, un impulsor así diseñado produciría sólo energía dinámica e incluso transformaría una parte de la energía de presión a la entrada en energía dinámica. A continuación el sistema difusor tendría la misión de transformar toda esa energía dinámica en energía de presión. El rendimiento de ese compresor sería inaceptable, por lo que se establece un límite máximo para  $\beta_2$  mediante la condición:



$$\sigma = 0 \Rightarrow \cotg \beta_2 = \frac{u_2}{c_{2m}}$$

Cuanto mayor sea el ángulo  $\beta_2$  mayor será la energía  $E$  comunicada al fluido en cada impulsor, menor el número de escalonamientos necesarios y más bajo el costo del compresor. Pero al aumentar  $\beta_2$  disminuye el grado de reacción, y siendo el proceso en el difusor de bajo rendimiento, empeorará en general el rendimiento del compresor y la economía de explotación, resultando que la máquina más barata es la más cara en la explotación.

Los mejores rendimientos se obtienen con ángulos  $\beta_2$  comprendidos en el intervalo  $25^\circ < \beta_2 < 50^\circ$ , siendo valores corrientes en los compresores centrífugos los comprendidos entre  $25^\circ$  y  $60^\circ$ .

$\beta_2$	$E$	$E_{din}$	$E_p$	$\sigma$
$\beta_{2\min}$	0	0	0	1
$\beta_{2\min} < \beta_2 < 90^\circ$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	$1 > \sigma > 0,5$
$\beta_2 = 90^\circ$	$u_2^2$	$u_2^2$	$u_2^2$	0,5
$\beta_{2\max} > \beta_2 > 90^\circ$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	Disminuye con $\beta_2$	$0,5 > \sigma > 0$
$\beta_{2\max}$	$2u_2^2$	0	$2u_2^2$	0

Tabla 12.1. Grado de reacción para diversos ángulos de salida.

Teniendo en cuenta que  $\tg \beta_{2\min} = \frac{c_{2m}}{u_2}$  y que  $c_{1m} = c_{2m}$ , resulta:

$$\tg \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \text{ (Entrada radial)}$$

$$\tg \beta_{2\min} = \frac{c_{1m}}{u_1 \frac{d_2}{d_1}} = \frac{d_1}{d_2} \tg \beta_1$$

Luego el límite inferior del ángulo  $\beta_2$  depende para un ángulo determinado  $\beta_1$  de la relación de diámetros y aumenta al aumentar  $d_1/d_2$ , tendiendo hacia el límite:  $\beta_{2\min} = \beta_1$ , con  $d_1/d_2 = 1$ .

Por esta razón los álabes de los impulsores Siroco se construyen siempre con álabes curvados hacia delante (figura 12.11). Hay que hacer notar que en este caso, el sentido de giro es contrario a las agujas del reloj, utilizándose este tipo de impulsor más en los ventiladores que en los compresores.

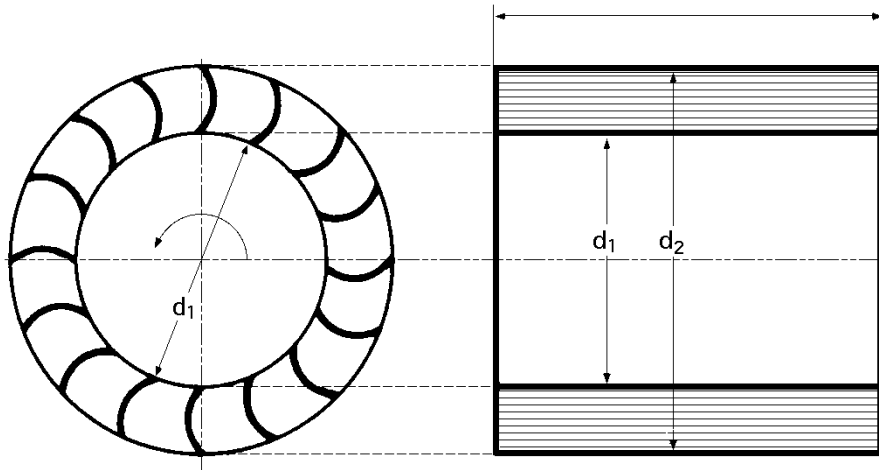


Figura 12.11. Impulsor del ventilador Siroco.

### 12.6. Factor de disminución de trabajo de los compresores centrífugos

En el diseño de un compresor es preciso calcular la relación de presiones deseada, teniendo en cuenta los datos iniciales, y el salto periférico en el impulsor, definido por la ecuación de Euler. La determinación de este salto se calcula en la siguiente forma:

1. Se determina en el diagrama i-s el salto adiabático isentrópico
2. Se divide dicho salto por el rendimiento interno para obtener la energía comunicada al fluido en el impulsor.

Si la teoría unidimensional fuese cierta, el salto así obtenido sería el expresado por la ecuación de Euler. Sin embargo, este impulsor no alcanzaría en el banco de ensayos la presión deseada, debido a que la teoría unidimensional no es más que una aproximación a la realidad (supone un número infinito de álabes), ya que en realidad el impulsor tiene un número de álabes finito.

#### 12.6.1. Comportamiento del impulsor con un número finito de álabes

Aunque la velocidad relativa a la salida del impulsor debería ser  $w_2$  bajo un ángulo  $\beta_2$  igual al ángulo del álabe a la salida (figura 12.12), lo cierto es que la teoría y la experiencia demuestran que la velocidad relativa efectiva a la salida del impulsor sí es  $w_2$ , pero bajo un ángulo  $\beta_2' < \beta_2$ . Este hecho se demuestra mediante la teoría del fluido ideal irrotacional, en el que se origina un torbellino relativo.

En el rodete real con número finito de álabes la corriente no es guiada perfectamente por los álabes, sino que a la corriente relativa de desplazamiento del gas en el impulsor se superpone un torbellino potencial representado en la figura 12.13 por las curvas cerradas o un giro relativo de la corriente en el espacio comprendido entre cada dos álabes consecutivos.

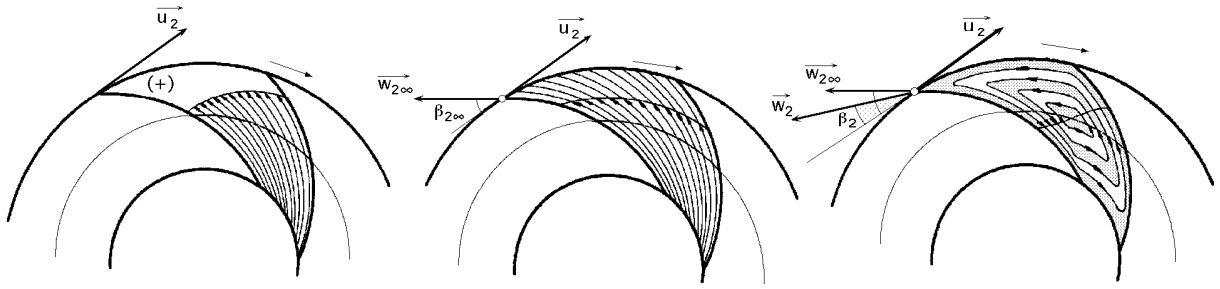


Figura 12.12. Torbellino potencial en el impulsor de un compresor centrífugo.

Al calcular el impulsor se suele decir que el fluido es ideal e irrotacional, ya que sólo en un fluido ideal sería posible una compresión isentrópica.

En este tipo de movimiento ideal, las partículas de fluido en su movimiento absoluto no pueden girar, por lo que al girar el impulsor se engendra un torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del impulsor, que sumado al desplazamiento relativo inclina al vector  $\vec{w}_2$  en la periferia del impulsor, y hace disminuir el ángulo efectivo de la corriente hasta el valor de  $\beta_2$ , es decir, la corriente sufre un deslizamiento, siendo el factor de deslizamiento el factor de corrección  $\mu$  o coeficiente de influencia del número de álabes.

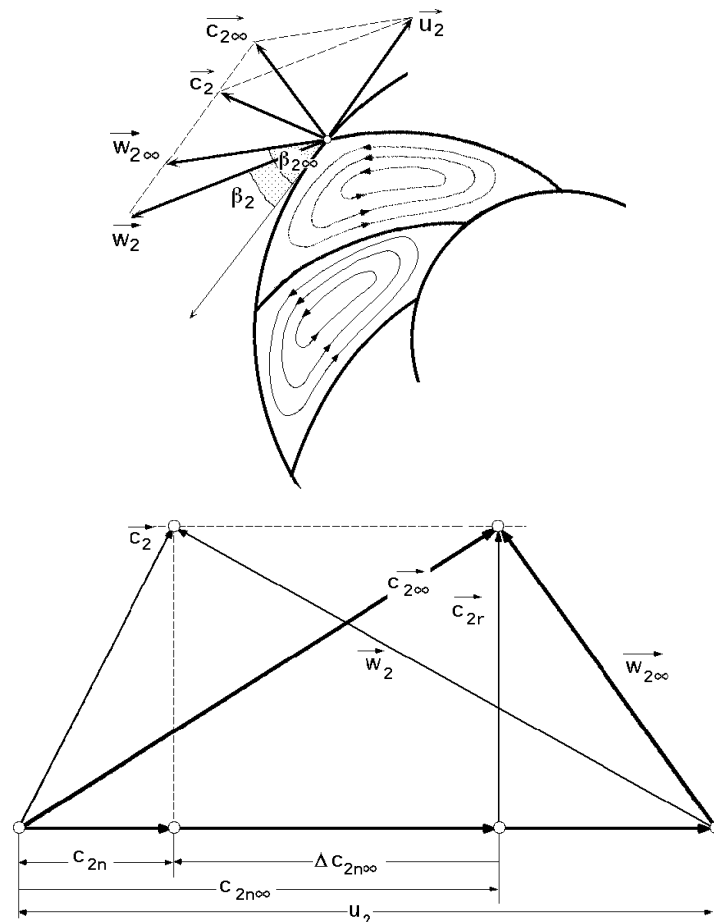
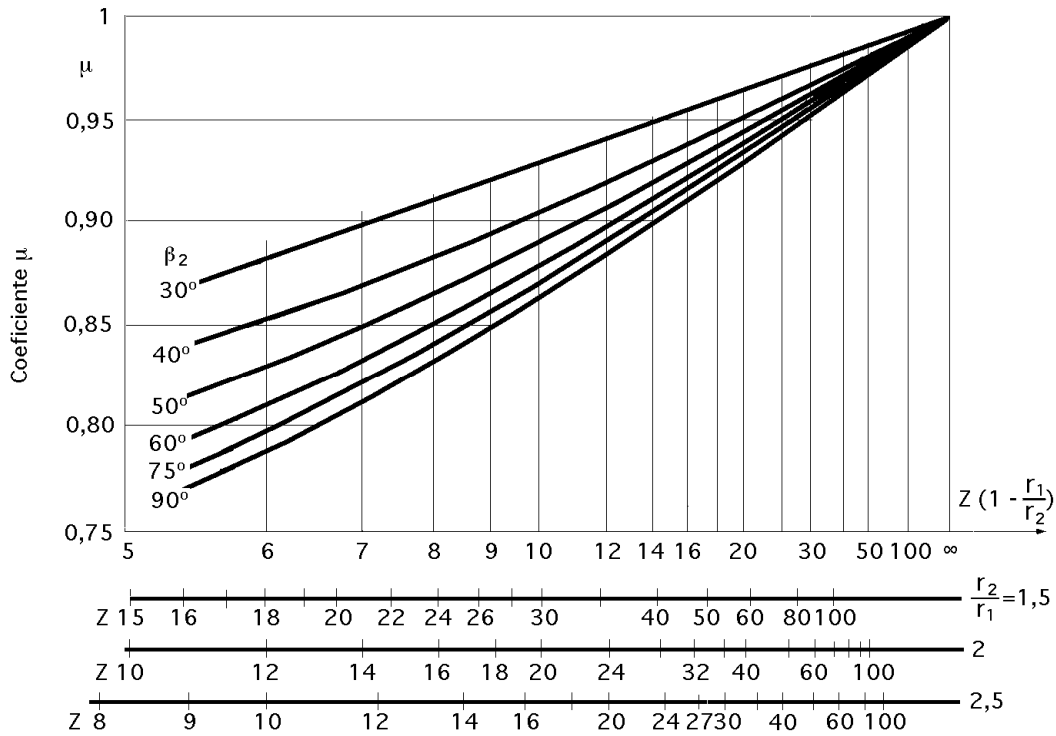


Figura 12.13. Triángulos de salida de un compresor centrífugo para un número infinito y finito de álabes.

Figura 12.14. Gráfico para el cálculo del coeficiente  $\mu$ .

Según la experiencia, los valores de  $\mu$  oscilan entre  $1,02 < \mu < 1,07$ , aunque rara vez exceden el valor de 1,04.

Para el cálculo de  $\mu$ , Eckert propone la siguiente expresión:

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{Z} = \frac{E}{E_\infty} = \frac{T_u}{T_{u\infty}}$$

(Ec. 12.20)

donde  $Z$  es el número de álabes del impulsor,  $E = u_2 c_{2u}$  y  $E_\infty = u_2 c_{2u\infty}$ .

El deslizamiento aumenta al aumentar  $\beta_2$  o al disminuir  $Z$ . Eckert ha desarrollado una fórmula que concuerda más con la experiencia, teniendo en cuenta la influencia de la fuerza centrífuga mediante la relación  $d_1/d_2$ , de la forma:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{2Z \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}}$$

(Ec. 12.21)

Que viene representada gráficamente en la figura 12.14 por una familia de curvas, muy útiles para el diseño.

## 13. Características generales de los compresores

### 13.1. Rendimiento de los compresores

Aunque el compresor axial tiene mejor rendimiento que el centrífugo, es mucho más sensible a las variaciones de la carga; su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relación al punto de diseño (figura 13.1). La curva de rendimiento en función del gasto másico del compresor centrífugo es más plana (horizontal) que la del compresor axial.

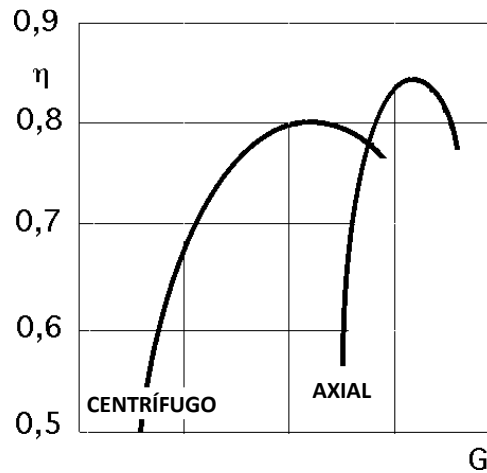


Figura 13.1. Curvas típicas de rendimiento a cargas parciales de un compresor.

En la figura 13.2 se indican las curvas características relación de presiones  $p_F/p_E$  en función del caudal volumétrico  $Q_E$  a la entrada de la máquina, a diferentes números de revoluciones, correspondientes a un compresor centrífugo.

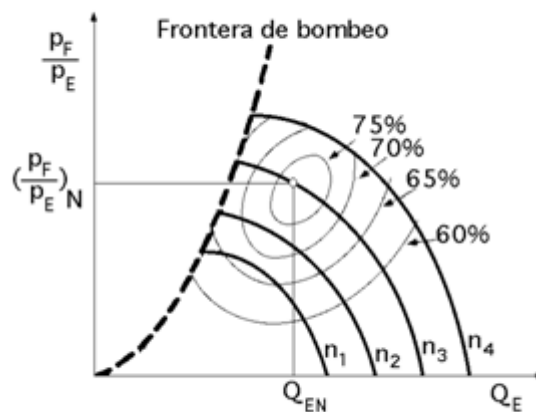


Figura 13.2. Curvas características de un compresor centrífugo, con las curvas límite de bombeo.

En el punto nominal o de diseño, que viene determinado por el caudal volumétrico nominal a la entrada  $Q_{EN}$  y la relación de presiones nominal  $\left(P_F/P_E\right)_{NOMINAL}$ , el rendimiento es máximo, siendo en general, más elevado en el compresor axial.

### 13.1.1. Funcionamiento inestable (surge o bombeo)

En los compresores, para cada valor de “n” revoluciones hay un caudal mínimo por debajo del cual el flujo se rompe y su funcionamiento se vuelve inestable; éste fenómeno depende fundamentalmente del número de Mach M periférico del impulsor. Para números M bajos, la carga crítica es del orden del 50% de la de diseño, mientras que para valores del número M elevados, la carga crítica puede llegar a ser del 100% de la de diseño.

Al disminuir el gasto másico por debajo del 35% del de diseño (cargas reducidas), la cantidad de fluido no es suficiente para que el compresor pueda generar la presión reinante en el escape, y es por esto por lo que el fluido saliente del impulsor al difusor tiende momentáneamente a refluir, originándose un flujo de retroceso, desde el difusor hacia el impulsor, acompañado de vibraciones, ruido y desprendimiento de la capa límite, que se conoce con el nombre de *bombeo*, descendiendo algo la presión de escape. En esta nueva situación, y cuando ha entrado en el impulsor suficiente fluido de reflujo, la compresión normal se restablece nuevamente, descargándose el fluido al difusor, momento en el que otra vez se vuelve a repetir el proceso inestable, y así sucesivamente.

Este fenómeno es ruidoso y origina una sobrecarga en los cojinetes así como temperaturas de descarga excesivas a causa de que el mismo fluido se comprime repetidamente.

En consecuencia hay que evitar las condiciones que ocasionan este mal funcionamiento y de ahí la existencia, para cada velocidad de giro, de un valor mínimo del caudal Q tanto más pequeño cuanto menor sea “n”, por debajo del cual el funcionamiento se hace inestable.

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la denominada curva límite de compresión o de *bombeo*, siendo el compresor axial más sensible a este fenómeno, mientras que el compresor centrífugo tiene una zona de funcionamiento estable mayor.

Como se ha visto en la sección 7.8, existen sistemas anti-surge para evitar la formación de este fenómeno.

## 13.2. Número específico de revoluciones

El *número específico adimensional de revoluciones*  $\theta$  de un compresor se define:

$$\theta = \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{3/4}}$$

donde  $\Psi$  es el coeficiente de carga o de presión y  $\Phi$  es el coeficiente de caudal. Estos coeficientes a su vez se definen como:

$$\psi = \frac{T_u}{u_e^2/g} = \frac{\text{Salto isentrópico en el escalón}}{\text{Energía correspondiente a la velocidad periférica del impulsor}}$$

(Ec. 13.1)

$$\Phi = \frac{\text{Caudal en la arista de succión de BP}}{Q u_e} = \frac{c_m}{u_e} = \frac{Q/\Omega}{u_e} = \frac{4Q}{\pi d_e^2 u_e}$$

(Ec. 13.2)

tomándose el caudal  $Q$  en condiciones estáticas,  $\Omega$  es una sección que depende del tipo de rotor, y  $d_e$  y  $u_e$  se refieren al diámetro exterior.

Los valores usuales del coeficiente de caudal  $\Phi$  en los compresores son de 0,01 a 0,15 para los compresores centrífugos.

El *número específico de revoluciones*  $n_q$  se refiere a las condiciones de rendimiento óptimo, y se define como:

$$n_q = \frac{\sqrt{Q}}{T_u^{3/4}} = 0,4744 \frac{\sqrt{Q_c}}{\Psi^{3/4}}$$

(Ec. 13.3)

La relación entre los coeficientes  $\theta$  y  $n_q$  es:

$$n_q = 0,4744\theta \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$$

(Ec. 13.4)

Siendo en la mayoría de los casos prácticos,  $\sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}} = 1$ .

El factor  $\sqrt{\frac{r_{total}}{r_{estática}}}$  proviene de que el caudal másico se toma para  $n_q$  en condiciones totales y para  $\theta$  en condiciones estáticas.

El compresor centrífugo de admisión simple se puede diseñar desde caudales mínimos de 500 m<sup>3</sup>/h, mientras que los de admisión doble pueden alcanzar caudales de 290.000 m<sup>3</sup>/h (figura 13.3).

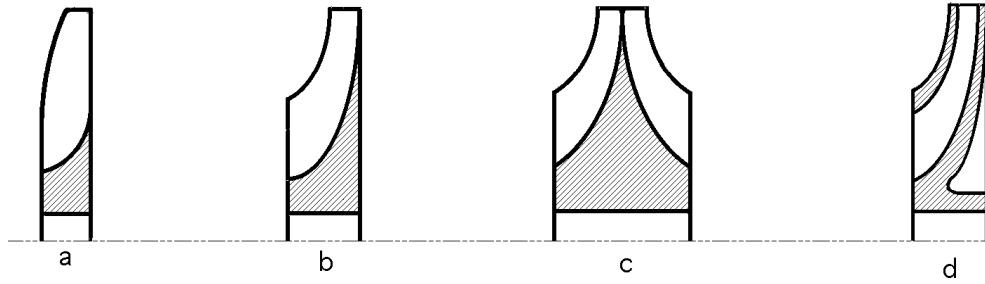


Figura 13.3. Tipos de impulsores centrífugos: a) Abierto; b) Semiabierto de simple aspiración; c) Semiabierto de doble aspiración y d) Cerrado.

### 13.3. Incremento de presión

En el compresor centrífugo, la ecuación de Euler es de la forma:

$$T_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (\text{Ec. 13.5})$$

Incremento que se debe en primer lugar a la fuerza centrífuga, que origina un incremento de presión en el impulsor expresado por el término:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

Y luego, secundariamente, al frenado de la corriente en el impulsor (efecto de difusión), expresado por el término:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

Para mejorar el rendimiento muchas veces se prescinde de este segundo término. En los compresores de álabes curvados hacia atrás (Figura 13.4.a), se suele buscar un pequeño frenado de la corriente por la posición de  $w_2$ .

El aumento de presión en un compresor se consigue más eficientemente en la corona móvil que en la corona fija, ya que en la primera, además del efecto de difusión que origina un frenado en la corriente, debido al término  $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$  se dispone del efecto de la fuerza centrífuga debido a  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ , con pérdidas mínimas.



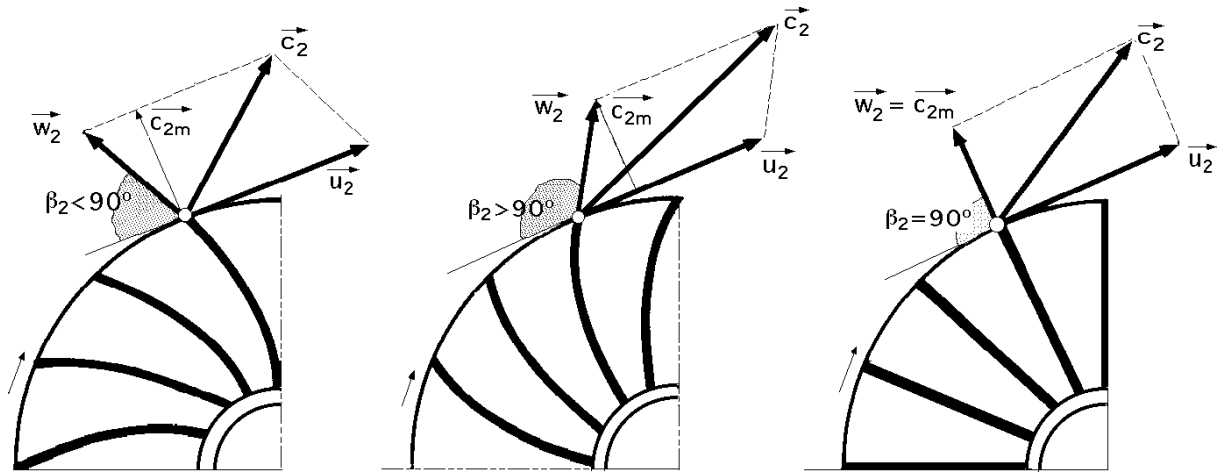


Figura 13.4. Impulsor de compresor centrífugo con álabes: a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante y c) De salida radial.

En la corona fija se dispone del efecto de difusión debido a la variación de energía cinética:

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

Que no proporciona un buen rendimiento, por lo que el compresor centrífugo, gracias al término debido a la fuerza centrífuga, es más apropiado para grandes presiones, las cuales se consiguen aumentando el número de revoluciones y la relación de diámetros ( $d_2/d_1$ ).

El salto adiabático isentrópico máximo de un escalonamiento centrífugo es aproximadamente el triple de un escalonamiento axial, de donde se deduce que para el máximo incremento de presión de un compresor axial requiere aproximadamente el triple número de escalonamientos que un compresor centrífugo.

Los compresores axiales se pueden construir más compactos, ahorrando volumen y peso, ya que no necesitan canales para dirigir el flujo desde la periferia a la entrada del impulsor siguiente como los compresores centrífugos, por lo que tienen menos pérdidas y mejor rendimiento (un 10% superior) que el compresor centrífugo. Los rendimientos que se suelen alcanzar en los compresores actuales, según tipo y  $\varepsilon_c$ , se indican en la tabla 13.1.

Tipo	Relación de compresión	Rendimiento
Refrigeraciones múltiples escalonadas	5 ÷ 10	Total refrigeración = 0,55 a 0,8
Un escalonamiento	1,3 ÷ 2	Interno = 0,65 a 0,68
Soplante AP <sup>1</sup> , 1 escalonamiento	2,5 ÷ 4	Total adiabático = 0,60 a 0,82

1 Los soplantes o turbosoplantes son máquinas destinadas a comprimir generalmente aire, en las que la relación de compresión es ( $1,1 < \varepsilon_c < 3$ ). No tienen ningún tipo de refrigeración incorporada y, en general, son de un único

Soplante MP, 1 escalonamiento	1,2 ÷ 2,5	Total adiabático = 0,62 a 0,85
Soplante BP, 1 o más escalonamientos	1,1 ÷ 1,5	Total adiabático = 0,68 a 0,88
Escalonamiento de turbina axial	1,05 ÷ 1,2	Interno escalón = 0,86 a 0,92

Tabla 13.1. Rendimientos de los compresores.

Los compresores centrífugos permiten:

- a) Velocidades periféricas máximas en el primer escalonamiento, 450 ÷ 500 m/s.
- b) Ángulos  $\beta_2$  entre 50° y 90° (muy frecuente  $\beta_2 = 90^\circ$ , álaves de salida radial).
- c) Relación de compresión:
  - a. De un escalonamiento: 1,7 ÷ 3 (a veces hasta 5)
  - b. Compresor de escalonamiento único,  $\leq 5$
  - c. Compresor de dos escalonamientos,  $\leq 7$
- d) Caudal másico:
  - a. Aspiración sencilla,  $\leq 30$  kg/s
  - b. Aspiración doble,  $\leq 60$  kg/s

En la actualidad el compresor centrífugo es sustituido cada vez más por el compresor axial, debido a las siguientes circunstancias:

- a) El compresor centrífugo apenas se emplea en los turborreactores, debido a la mayor superficie frontal que posee, respecto al compresor axial.
- b) El compresor centrífugo se emplea sólo en la gama de potencias entre 500 ÷ 1500 kW.
- c) El compresor centrífugo se construye con uno o dos escalonamientos, con admisión sencilla o doble.

#### 13.4. Funcionamiento de los compresores fuera del punto de diseño

Los compresores se calculan para funcionar en unas condiciones óptimas de servicio bien determinadas (rendimiento máximo), es decir, para un gasto, una relación de compresión y un

---

escalonamiento. Los términos de AP, MP y BP corresponden a alta presión, media tensión y baja presión, respectivamente.

número de revoluciones prefijados, así como un determinado estado del gas en la admisión caracterizado por  $p_E$  y  $T_E$ , situación que da lugar al llamado punto nominal o de diseño; sin embargo, el compresor instalado no funcionará siempre en dicho punto, porque, por ejemplo, la presión final puede variar, o se necesita un caudal inferior al de diseño, etc. Por lo que el punto de funcionamiento no coincide siempre con el de diseño, aunque en una máquina se ha de procurar en general que durante el mayor tiempo posible de funcionamiento las dos situaciones anteriores coincidan.

Siempre es posible ensayar un compresor en las condiciones más variadas y obtener experimentalmente las curvas características, que permiten por interpolación conocer el comportamiento del compresor en cualquier situación posible. Estas curvas se trazan en unos ejes cuyas coordenadas son caudal y presión u otras variables apropiadas funciones del caudal y de la presión, respectivamente. La región de este plano accesible por el compresor se denomina campo característico.

En la actualidad se diseñan compresores cuyas características nominales presentan en el banco de pruebas discrepancias respecto de las calculadas, no mayores del 2%. El trazado de las características de un compresor por métodos puramente analíticos e incluso la determinación más exacta de su comportamiento en el punto nominal, sólo se consigue con ensayos experimentales en el banco de pruebas.

### 13.5. Curvas características generales de un compresor

Las curvas características universales de un compresor son válidas sólo para un tamaño determinado, pero para cualesquiera condiciones en la admisión, y por esto se denominan características universales de un compresor. En este caso, teniendo en cuenta que:

$$n = \frac{u_e}{\pi d_e}$$

Y suponiendo que la influencia de la naturaleza del gas es despreciable:

$$\frac{T_u}{T_E} = f\left(\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$$

$$\eta_{total} = f\left(\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$$

También se suelen utilizar las variables,  $\left(\frac{G\sqrt{T_E}}{p_E}, \frac{n}{\sqrt{T_E}}\right)$ , por cuanto:

$$\frac{Q_E}{\sqrt{T_E}} = \frac{Gv_E}{\sqrt{T_E}} = \frac{GRT_E}{p_E\sqrt{T_E}} = \frac{GR\sqrt{T_E}}{p_E}$$

El diagrama de la figura 13.5 está expresado en estas variables. Es muy frecuente en los ensayos de los compresores el reducir los ensayos a la presión y temperatura normales,  $p_n = 1 \text{ bar}$  y  $T_n = 0^\circ\text{C}$ , pasando de los valores medidos en el ensayo a los valores que se llevan al diagrama mediante las fórmulas de semejanza, cuya validez se basa en lo expuesto anteriormente:

$$\frac{G\sqrt{T_E}}{p_E} = \frac{G_n\sqrt{T_n}}{p_n} \quad ; \quad \frac{n}{T_E} = \frac{n_n}{T_n}$$

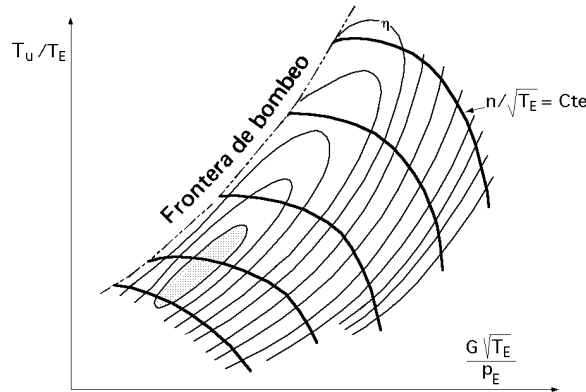


Figura 13.5. Curvas características universales de un compresor centrífugo, para cualquier condición en la admisión.

### 13.6. Estudio particular de un escalonamiento

Las características de un compresor se pueden predecir antes de realizar el ensayo, utilizando fórmulas en las que intervienen coeficientes empíricos.

Si se supone entrada radial en el escalonamiento,  $c_{1u} = 0$ , pérdidas nulas y se considera el gas como incompresible, el incremento de presión alcanzado en el escalonamiento verifica la relación:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = u_2^2 \left( 1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \tan \beta_2} \right)$$

(Ec. 13.6)

- Si  $\beta_2 > 90^\circ$  (álabes curvados hacia delante),  $\Delta p$  aumenta al aumentar  $c_{2m}$  y por tanto, aumenta al aumentar el caudal.
- Si  $\beta_2 = 90^\circ$  (álabes de salida radial),  $\Delta p$  no depende del caudal, ya que  $\frac{\Delta p}{\rho} = u_2^2$ .
- Si  $\beta_2 < 90^\circ$  (álabes curvados hacia atrás),  $\Delta p$  disminuye al aumentar el caudal. Este caso se ha representado en la figura 13.6, observándose que  $\frac{\Delta p}{\rho} = f(G)$  es una recta de pendiente negativa, para un número infinito de álabes (teoría unidimensional,

curva 1). El incremento de presión teórica para un número finito de álabes, es menor (curva 2).

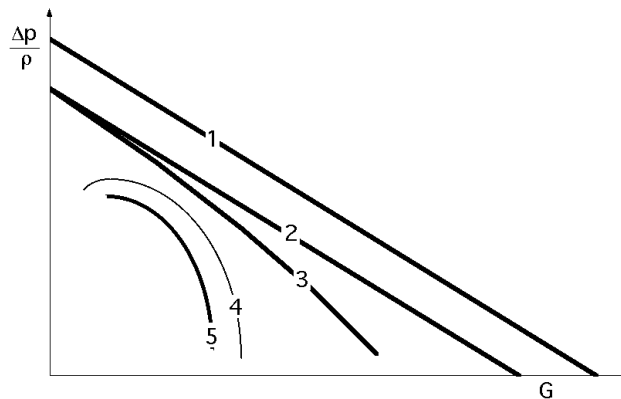


Figura 13.6. Deducción de la curva característica de un compresor de álabes curvados hacia atrás.

En un compresor real, la relación de compresión alcanzada es aún menor porque parte del trabajo comunicado al impulsor se invierte en vencer el rozamiento, y así se compensan las pérdidas causadas por desprendimientos de la corriente, que varían aproximadamente con la segunda potencia de  $G$ . Restando estas pérdidas se obtiene la curva 3 y restando las pérdidas debidas al choque de la corriente con los álabes del impulsor y de la corona fija, se obtiene la curva 4, que se aproxima a la curva continua 5, curva experimental que sólo se puede obtener en el banco de pruebas.

Las pérdidas enumeradas se pueden calcular teóricamente, acercándose la curva 4 a la curva 5 obtenida en el banco de pruebas. El procedimiento consiste en buscar ecuaciones semi empíricas que sirvan para predecir estas pérdidas en función de los parámetros conocidos del compresor.

El diseño del compresor centrífugo se realiza por medio de ecuaciones semi empíricas, que programadas en un ordenador, permiten obtener, simultáneamente, el diseño y las instrucciones para su fabricación, en máquinas de control numérico, habiéndose observado pequeñas desviaciones entre los cálculos teóricos introducidos en el ordenador y los resultados obtenidos con el ensayo del compresor ya construido.



## 14. Diseño de un compresor centrífugo

El diseño o cálculo de un compresor centrífugo es análogo al de las bombas centrífugas, pero en los compresores, el volumen específico del gas no permanece constante, como una máquina hidráulica, sino que disminuye en el proceso de compresión, lo cual constituye un factor esencial en el dimensionado de la máquina. En el proyecto de un compresor hay que seleccionar dimensiones, velocidades, rendimientos, ángulos, etc., para lo cual hay que guiarse de la experiencia, así como de los innumerables estudios teóricos y experimentales realizados.

Los datos iniciales que se requieren para realizar el proyecto de un compresor centrífugo son los siguientes:

- Gasto másico  $m_1$  o caudal  $Q_1$ , que se considerará en el estado que tiene el gas en la admisión, ya que  $Q$  es variable.
- Estado inicial del gas, determinado generalmente por su presión  $p_1$  y temperatura  $T_1$ .
- Presión final  $p_2$ , o relación de compresión  $\varepsilon_c$ .
- Tipo de gas a comprimir, cuyas características termodinámicas, en particular  $R$  y  $k$ , deberán ser conocidas.

En ciertos casos particulares se pueden fijar otros datos iniciales, que no se pueden en el diseño, tales como:

- El número de revoluciones.
- El área frontal mínima.
- Compresor adiabático o refrigerado.

En la decisión de si el compresor se debe refrigerar o no, se tendrá en cuenta el factor económico del ahorro de energía que se obtiene con la refrigeración, y el capital invertido en una máquina más costosa.

### 14.1. Cálculo de la altura politrópica

La altura politrópica  $H_{poly}$ , medida en kJ/kg, es la energía que se necesita para comprimir en forma politrópica con el fin de proporcionar un kilogramo de masa de un gas determinado de un nivel de presión a otro.

La altura politrópica se define como:

$$H_{poly} = \frac{Z \cdot R_g \cdot T_1}{\frac{n-1}{n}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{kJ}{kg}$$

(Ec. 14.1)

donde  $Z$  es el factor de compresibilidad medio,  $R_g$  es la constante del gas  $R_g = 8,314/PM$  ( $PM$  es el peso molecular del gas) y  $n$  es el exponente politrópico, que se define como:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly}}$$

donde  $k = \frac{c_p}{c_v}$  es el exponente adiabático y  $\eta_{poly}$  es la eficiencia politrópica.

#### 14.2. Cálculo de la potencia del compresor

La potencia mecánica que ofrece el compresor se define como:

$$P_{gas} = H_{poly} \cdot m_1 \quad W \quad (\text{Ec. 14.2.})$$

Realmente, ésta no es la potencia exacta que se produce en el eje del compresor. Debido a elementos mecánicos que incorpora el propio compresor, como los sellos mecánicos, rodamientos, etc. se produce una disminución de la potencia.

Conocidas las pérdidas mecánicas en forma de rendimiento mecánico  $\eta_{mec}$ , la potencia que tendrá el compresor en el eje es:

$$P_{eje} = \frac{P_{gas}}{\eta_{mec}} \quad W \quad (\text{Ec. 14.3})$$

#### 14.3. Cálculo de la temperatura a la salida

La temperatura en la descarga del compresor se define como:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad K \quad (\text{Ec. 14.4})$$

#### 14.4. Selección del número de revoluciones

El número de revoluciones depende del tipo de accionamiento del compresor. Con frecuencia éste es un motor eléctrico asíncrono, siendo el número de revoluciones más frecuente de 2950 rpm (motor de un par de polos), o menos frecuentemente, 1430 rpm (motor de dos pares de polos), teniendo en cuenta el deslizamiento en carga nominal. A veces, se intercala una transmisión, y se escoge un número de revoluciones mayor, existiendo entonces un margen grande en la selección del número de rpm.

El incremento de presión en un compresor es directamente proporcional a la densidad, de la forma:

$$\Delta p = \frac{\rho \Psi u_2^2}{2} \quad (\text{Ec. 14.5})$$



Por lo que para conseguir relaciones de compresión elevadas se necesitan velocidades periféricas y rpm mucho más elevadas en un compresor de aire que en una bomba centrífuga.

Si una misma máquina a un mismo número de rpm  $n$  impulsa aire, generará un incremento de presión  $\Delta p$  aproximadamente 833 veces menor que si impulsa agua. Por lo tanto, si se quiere que dicha máquina produzca el mismo  $\Delta p$  impulsando aire, debería girar a un número de revoluciones unas 30 veces mayor que si impulsa agua, por lo que el compresor es una máquina mucho más revolucionada que la bomba y de mayor ruido.

El número de rpm  $n$  de los compresores oscila entre 3000 y 25000 rpm. En casos especiales (sobre todo en los turbosobrealimentadores) se llega hasta las 100000 rpm.

El número de revoluciones influye decisivamente en las dimensiones de la máquina. Al aumentar el número de revoluciones disminuye el tamaño a igual potencia.

En los compresores de las turbinas de gas, el número de revoluciones se escoge preferentemente con un rendimiento óptimo del grupo, aunque a veces este criterio se abandona por consideraciones de espacio o de resistencia.

Los turborreactores equipados con compresor centrífugo giran a velocidades que oscilan entre 11000 y 34000 rpm aproximadamente.

#### 14.5. Determinación del número de escalonamientos

Una vez conocido el número de revoluciones se determina el número de escalonamientos  $Z$  del compresor, teniendo en cuenta que en los grupos estacionarios no se suele pasar de una relación de compresión  $\varepsilon_c = 2 \div 2,5$ , aunque se podría llegar hasta  $\varepsilon_c = 4 \div 4,5$ .

Para relaciones de compresión mayores se requiere la construcción de varios escalonamientos en serie, cuyos impulsores se fijan a un mismo eje, verificándose que:

$$\varepsilon_c = \varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$$

siendo  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$  las relaciones de compresión en cada escalonamiento.

Los valores de  $\varepsilon_c$  que se indican en la tabla 14.1 se pueden considerar usuales:

$\varepsilon_c$	$Z$ escalonamientos
1,1 - 1,5	2
1,5 - 2,5	4
2,5 - 4	4 - 6
7 - 10	9 - 11

Tabla 14.1. Valores típicos de  $Z$  escalonamientos.

Para una relación de compresión de valor  $\varepsilon_c = 600$ , factible con un compresor centrífugo, harían falta aproximadamente 30 escalonamientos. Sin embargo, para evitar el fenómeno de bombeo, no deben alojarse en el mismo cuerpo o carcasa más de 12 escalonamientos.

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales se tiene:

$$\varepsilon_{c,escalón} = \sqrt[z]{\varepsilon_c}$$

(Ec. 14.6)

donde  $\varepsilon_{c,escalón}$  es la relación de compresión de un escalonamiento.

Una vez fijado el número de revoluciones, se calcula el valor del número específico de revoluciones  $n_q$  de la forma:

$$n_q = 5,5431 \frac{n\sqrt{Q}}{E^{3/4}}$$

(Ec. 14.7)

Ya que  $Q = Q_1$  es conocido,  $E$  se calcula con los datos iniciales para la unidad completa y  $n_q$  mediante la tabla 14.2, obteniéndose a partir de ellos el valor de  $\theta$  que es el número específico adimensional de revoluciones para todo el compresor.

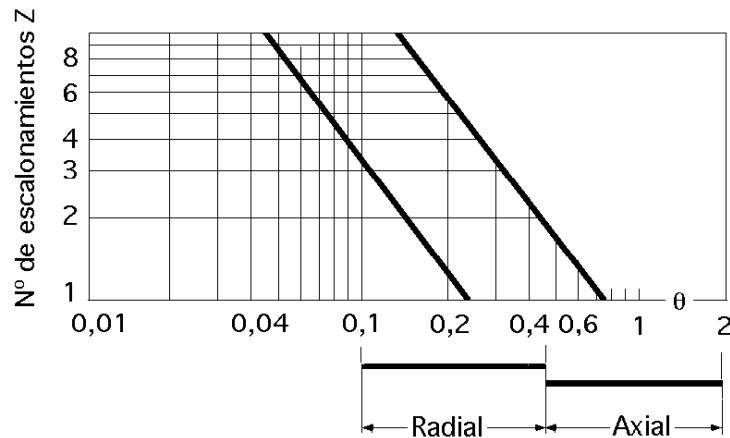


Figura 14.1. Estimación del número de escalonamientos  $Z$  de un compresor.

	$n_q$ $\text{rpm} \frac{\sqrt{m^3/s}}{m^{3/4}}$	$n_s$ $\text{rpm} \frac{\sqrt{CV}}{m^{5/4}}$	$n_0$ Adimensional	$\theta$ Adimensional
$n_q$	1	$\frac{0,274}{\sqrt{\eta_{total}}}$	333	$158,13 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
$n_s$	$3,65\sqrt{\eta_{total}}$	1	$1246\sqrt{\eta_{total}}$	$577 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}} \sqrt{\eta_{total}}$
$n_0$	0,003	$\frac{0,000822}{\sqrt{\eta_{total}}}$	1	$0,4744 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$
$\theta$	$0,006324 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$0,001733 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	$2,108 \sqrt{\frac{\rho_{total}}{\rho_{estática}}}$	1

Tabla 14.2. Cálculo de los valores de  $\theta$  a partir del  $n_q$ .

Con el valor de  $\theta$  hallado, la figura 14.1 proporciona una aproximación del número de escalonamientos, valor confirmado por la experiencia y que no representa el mínimo de escalonamientos. A continuación se hace el reparto de la altura politrópica total entre todos los escalonamientos, y se procede al diseño de las dimensiones principales de cada escalonamiento.

#### 14.6. Cálculo geométrico principal

Las dimensiones principales, que determinan la forma del impulsor son:

- Diámetro del eje  $d_e$
- Entrada del impulsor  $d_1$ ,  $b_1$  y  $b_1$
- Salida del impulsor  $d_2$ ,  $b_2$  y  $b_2$
- Diámetro del cubo  $d_c$
- Diámetro de la boca del impulsor  $d_a$

**Criterios para la estimación de  $u_{max}$  y  $\beta_2$ .** La velocidad periférica máxima de un compresor tiene lugar a la salida del impulsor del primer escalonamiento, y viene limitada por el esfuerzo centrífugo máximo que puede soportar el impulsor, por los materiales y el tipo de construcción del rotor elegidos. En los compresores estacionarios, corona directriz sin álabes, la velocidad no suele sobrepasar los 300 m/s.

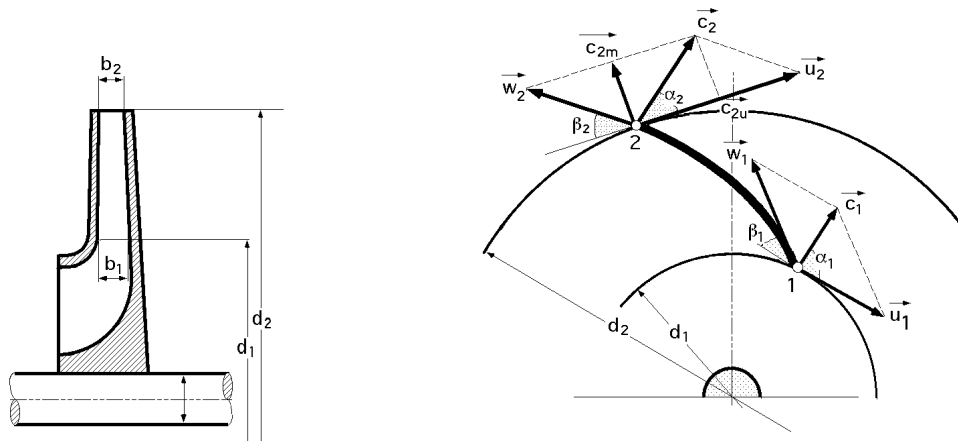


Figura 14.2. Dimensiones principales de un impulsor de compresor centrífugo: a) Corte meridional y b) Corte transversal.

Para facilitar la comparación de los tres tipos de impulsores según que  $\beta_2$  sea mayor, igual o menor de  $90^\circ$ , supondremos que en los tres casos no varían las condiciones de entrada en el impulsor,  $d_1, b_1, \beta_1, c_1 = c_{1m}$  (entrada radial), y que son iguales también el diámetro exterior,  $d_2, n, b_2$  y  $c_{2m}$ .

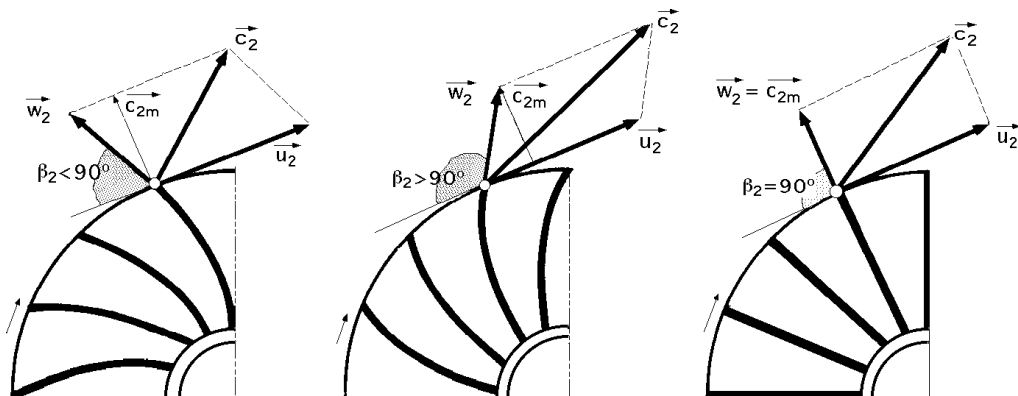


Figura 14.3. Impulsor de un compresor con álabes: a) Curvados hacia atrás; b) Curvados hacia delante y c) De salida radial.

En los triángulos de velocidades a la salida de los tres impulsores se observa:

- La energía cinética a la salida del impulsor es máxima con álabes curvados hacia delante  $\beta_2 > 90^\circ$  (figura 14.3.b), mínima con los álabes curvados hacia atrás  $\beta_2 < 90^\circ$  (figura 14.3.a), e intermedia con álabes de salida radial  $\beta_2 = 90^\circ$  (figura 14.3.c).  
Lo mismo sucede con la componente  $c_{2u}$ , luego para un mismo tamaño, el tipo (b) es el que proporciona mayor trabajo.
- La energía cinética que se transforma en presión en el difusor, es máxima en el tipo (b), mínima en el tipo (a) e intermedia en el (c). Como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponderá al tipo (b).

- c) El tipo (b) es el menos estable, es decir, su curva característica, de gran pendiente, reduce la zona de utilización posible del compresor, que es aquella en que no se produce el fenómeno de bombeo. Por eso el empleo del tipo (b) se limita a aquellos casos en que se necesitan grandes cantidades de gas con presiones estáticas pequeñas, por ejemplo, en la refrigeración por aire y la ventilación. En esta clase de aplicaciones el grado de reacción pequeño no es un inconveniente.
- d) El tipo (c) ha sido muy utilizado en los compresores de los motores de las turbinas de gas, debido a sus buenas características junto a la mayor facilidad del mecanizado del impulsor, forjado de una pieza. El forjado de un impulsor con álabes curvados hacia delante o hacia atrás resulta más complicado. Este impulsor permite velocidades periféricas superiores a los 450 m/s. Se utiliza cuando hace falta un gran caudal, disminución de esfuerzos y peso reducido, como en los turbosobrealimentadores de los motores alternativos y en los turborreactores. El impulsor de tipo (a) es, por el contrario, el preferido en las aplicaciones estacionarias, a causa de su mayor rendimiento y de su línea característica más estable.

#### 14.7. Variación del caudal

A continuación vamos a especificar, para algunos tipos de álabes, los efectos producidos al aumentar, en un determinado compresor centrífugo, el caudal volumétrico aspirado a un número de revoluciones  $n = cte$ .

##### 14.7.1. Álabes rectos, $\beta_2 = 90^\circ$

El aumento de caudal no influye en el valor de  $c_{2u}$  que se mantiene siempre igual a  $u_2$  (figura 14.4.a). Se observa que la adición vectorial de  $\vec{w}_2$  a  $\vec{u}_2$  suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida ligeramente superior a  $\vec{u}_2$ , por lo que el aumento del caudal no variará el incremento de  $\Delta p$  teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión:

$$\frac{p_3}{p_1} = \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{R \cdot T_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

(Ec. 14.8)

O en la curva característica teórica del compresor que en este caso es una recta de pendiente nula.

##### 14.7.2. Álabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$

El aumento de caudal disminuye el valor de  $c_{2u}$ , magnitud que en este caso de álabes curvados hacia atrás, (figura 14.4.b) se mantiene siempre menor que  $u_2$ . Se puede apreciar que la adición vectorial a  $u_2$  a  $w_2$  suele dar como resultado una velocidad absoluta a la salida  $c_2$  inferior a  $u_2$  por lo que un aumento del caudal al ocasionar un decrecimiento de  $c_2$  hará también disminuir el incremento  $\Delta p$  teóricamente generado, según se puede comprobar en la expresión anterior. Lo mismo se apreciaría en la curva característica teórica del compresor, que en este caso sería una recta de pendiente negativa.

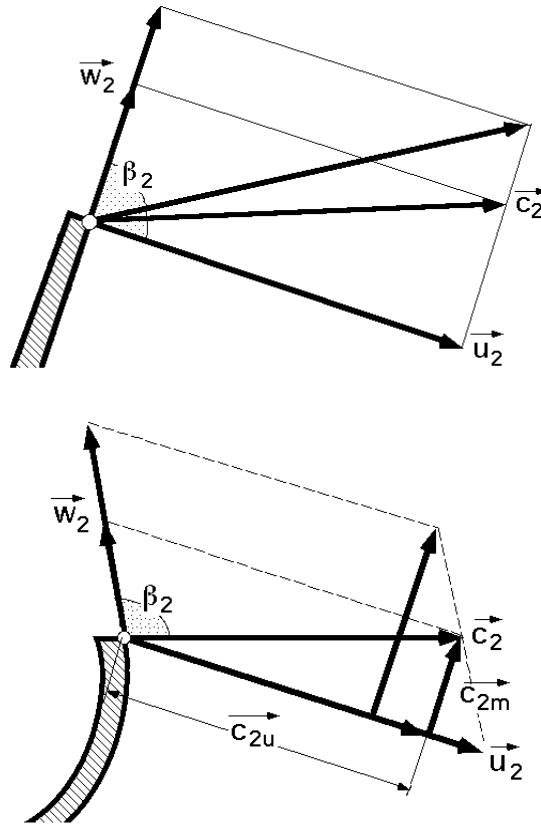


Figura 14.4. Variación del caudal en a) Perfil con álabes rectos y b) Perfil con álabes curvados hacia atrás.

#### 14.8. Estimación simultánea de las dimensiones principales del impulsor

Eckert, en base a deducciones teóricas y experimentales presenta un diagrama (figura 14.5) que permite seleccionar las dimensiones principales del impulsor o el ángulo  $\beta_2$  y la velocidad  $u_2$ .

La velocidad periférica  $u_2$  determina el tamaño del impulsor o lo que es lo mismo, el diámetro exterior  $d_2$ , una vez fijado el número de revoluciones. Mediante el gráfico auxiliar trazado al pie de la figura 14.5, se determina la relación de diámetros  $d_1/d_2$  que frecuentemente vale 0,5.

Para el trazado de este diagrama se ha supuesto  $\beta_1 = 30^\circ$  y un factor de deslizamiento 0,875. Para su utilización se procede de la siguiente manera:

1. A partir de los datos iniciales y de la estimación del número de escalonamientos, se calcula el número específico adimensional de revoluciones  $\sigma_e$  del escalonamiento:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{3/4}}$$

(Ec. 14.9)

Que es distinto del calculado para todo el compresor, y que determina la forma del impulsor en condiciones de rendimiento óptimo.

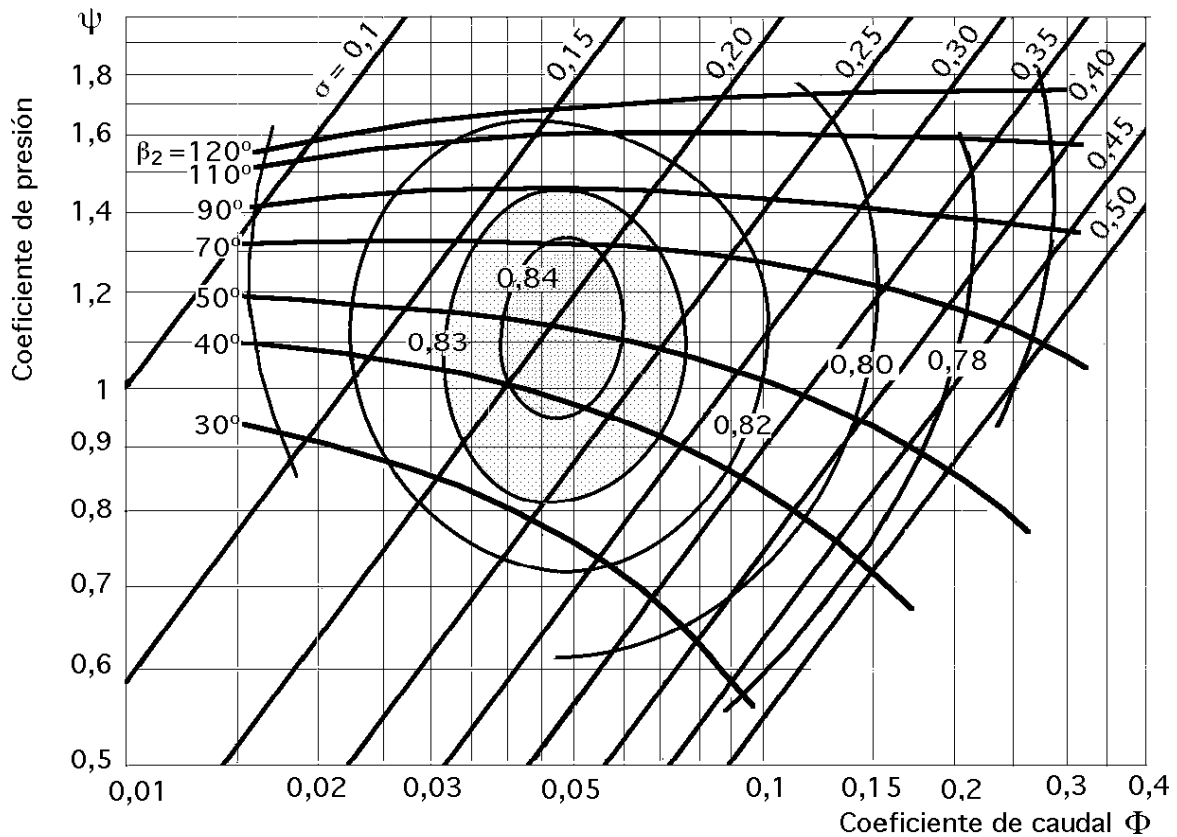


Figura 14.5. Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un compresor centrífugo.

2. Para el  $\sigma_e$  calculado normalmente se tiende a realizar el mejor rendimiento posible, que se determina mediante las curvas de rendimiento trazadas, los coeficientes de caudal  $\Phi$  y de presión  $\Psi$ .
3. Se lee en el gráfico el ángulo  $\beta_2$ .
4. Con el coeficiente  $\Psi$  se calcula  $u_2$ .
5. Para el coeficiente  $\Phi$  hallado se lee en el diagrama auxiliar del pie de la figura 14.5 la relación  $d_1/d_2$ .

La tabla 14.3 expresa la relación que suele existir entre el ángulo  $\beta_2$  y el coeficiente  $\Psi$  en los compresores centrífugos que han demostrado buen rendimiento:

$\beta_2$	20°	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$\Psi$	0,7	0,8	0,85	0,92	0,98	1,1	1,23	1,35	1,48	1,6

Tabla 14.3. Relación entre el ángulo de salida  $\beta_2$  y el coeficiente  $\Psi$ .

Los valores más frecuentes de  $\Psi$  están comprendidos entre 0,9 y 1,1.

Los compresores centrífugos con álabes curvados hacia delante ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), tienen coeficientes de presión del orden de 1,2 a 1,4.

#### 14.8.1. Triángulo de salida del impulsor

La componente meridional de la velocidad absoluta suele estar comprendida entre los límites  $c_{2m} = [0,22, 0,32]u_2$ . De esta manera con  $u_2, \beta_2$  y  $c_{2m}$  queda determinado el triángulo de salida. En los compresores ligeros de los motores de turbina de gas el ángulo  $\alpha_2$  suele estar comprendido entre  $14^\circ$  y  $16^\circ$ .

#### 14.8.2. Triángulo de entrada del impulsor

En el triángulo de entrada se conoce la relación:

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$$

Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo  $\beta_1$  óptimo es del orden de  $30^\circ$ , y el ángulo  $\alpha_1$  de  $90^\circ$ . Si el diseño es tal que la velocidad relativa a la entrada  $w_1$  se acerca a la velocidad del sonido  $c_s$ , el número de Mach  $M$  empieza a influir en forma apreciable en el rendimiento. Si se hace que la corriente entre en el impulsor con una rotación positiva, es decir,  $c_{1u} > 0, \alpha_1 < 90^\circ$ , los efectos perjudiciales debidos a la compresibilidad se pueden disminuir, el rendimiento aumenta y se mejora el funcionamiento del compresor, disminuyendo el número de Mach. Este caso tiene lugar frecuentemente en los compresores de los turborreactores. La corriente entra espontáneamente en el impulsor sin rotación,  $c_{1u} = 0 \Rightarrow \alpha_1 = 90^\circ$ .

Para conseguir que  $c_{1u} < 0$ , es preciso disponer una corona fija al estator de la máquina antes del impulsor (figura 14.6), que corresponde al compresor de un turborreactor.

Para evitar la formación de ondas de choque la velocidad  $w_1$  de ordinario no debe exceder el valor indicado por la relación:

$$M = \frac{w_1}{c_s} \leq 0,85 \text{ a } 0,9$$

A no ser que quiera realizarse un diseño de escalonamiento supersónico o transónico.



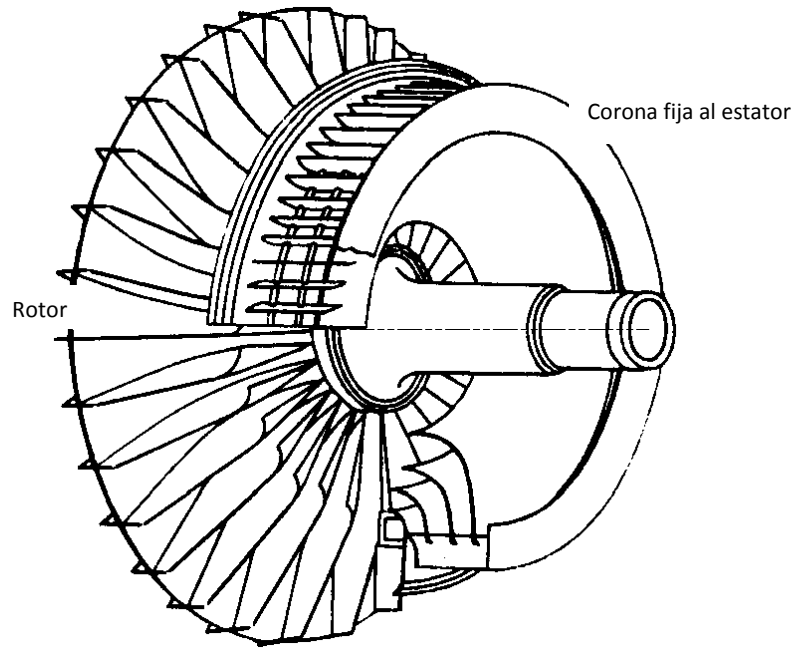


Figura 14.6. Disposición en un compresor de la corona directriz a la entrada (destinado a un turborreactor).

#### 14.8.3. Valores de $b_1$ y $b_2$ a la entrada y salida del impulsor

Considerando el caso de entrada radial, y teniendo en cuenta la ecuación de continuidad, se tiene:

$$k_1 b_1 d_1 \pi c_{1m} = Q + q$$

$$b_1 = \frac{Q + q}{k_1 d_1 \pi c_{1m}} = \frac{Q}{\eta_{vol}} \frac{1}{k_1 d_1 \pi c_{1m}}$$

(Ec. 14.10)

siendo:

$Q$  el caudal volumétrico a la entrada del escalonamiento

$q$  el caudal intersticial del orden del 2% del caudal que bombea el compresor

$\eta_{vol}$  el rendimiento volumétrico de la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + q}$$

A la salida se tiene que:

$$b_2 = \frac{Q}{\eta_{vol}} \frac{1}{k_2 d_2 \pi c_{2m}}$$

(Ec. 14.11)

En las que  $k_1$  y  $k_2$  son los coeficientes de obstrucción a la entrada y a la salida de los álabes.

#### 14.8.4. Diámetro del eje $d_e$ , diámetro del cubo $d_c$ y diámetro de la boca del impulsor $d_a$

El diámetro del eje se puede calcular teniendo en cuenta el material y el momento de torsión máximo admisible del eje, que se puede estimar para los aceros utilizados en su construcción de 17 a 23 N/mm<sup>2</sup>, correspondiendo los valores menores para los compresores de un solo escalonamiento de pequeña longitud y rotores de poco peso.

El diámetro del cubo en los compresores centrífugos se suele hacer algo mayor que el diámetro del eje, de 25 a 50 mm. El diámetro de la boca del impulsor se hace ligeramente menor que el diámetro de entrada en el impulsor, con objeto de conseguir una entrada suave.

### 14.9. Número y trazado de los álabes

#### 14.9.1. Número de álabes

El número de álabes del impulsor está relacionado:

- Con el **rendimiento**, ya que un aumento del número de álabes aumenta el rozamiento de superficie al aumentar la superficie mojada y, simultáneamente, disminuye el rozamiento de la forma porque la corriente va mejor guiada. El número de álabes óptimo será el que reduzca a un mínimo la suma de estos dos tipos de pérdidas.
- Con la **altura teórica** que se puede conseguir con una geometría y un tamaño de impulsor determinado. La figura 14.7 permite seleccionar el número óptimo de álabes de un compresor radial en función del ángulo medio  $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$  y de la relación de diámetros  $d_2/d_1$ .

#### 14.9.2. Trazado de los álabes

Para el trazado de los álabes se han determinado hasta el presente solamente los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$  (figura 14.8). En un fluido ideal, la forma del álabe sería indiferente. En el fluido real es preciso buscar la curvatura del álabe más favorable que reduzca las pérdidas a un mínimo. Por su sencillez de cálculo y construcción en los compresores baratos y de baja calidad se utiliza mucho el álabe de un solo arco de circunferencia. Para hacer este trazado basta con determinar el centro C de una circunferencia que corte a las circunferencias de diámetros  $d_1$  y  $d_2$  respectivamente bajo los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ . En un punto cualquiera B de la circunferencia  $d_2$  se construye el ángulo  $\beta_2$ . El centro del arco buscado se encuentra en la recta  $\overline{BC}$ . A continuación se traza el radio  $\overline{BO}$ . A partir de él se construye un ángulo igual a  $\beta_1 + \beta_2$  y se traza la recta  $\overline{BD}$  que se prolonga hasta A.

En el punto A se construye el ángulo  $\beta_1$ .

El punto C en que se cortan las rectas  $\overline{BC}$  y  $\overline{AC}$  es el centro del arco de circunferencia, que constituye el álabe, y  $\overline{BC} = \overline{CA}$  su radio.

Para demostrarlo basta ver que los ángulos en B y en A del triángulo  $\overline{CBA}$  son iguales, por lo que  $\overline{CB} = \overline{CA}$  es su radio.

Los álabes de la figura 14.8.b son álabes rectos y su construcción es muy económica.

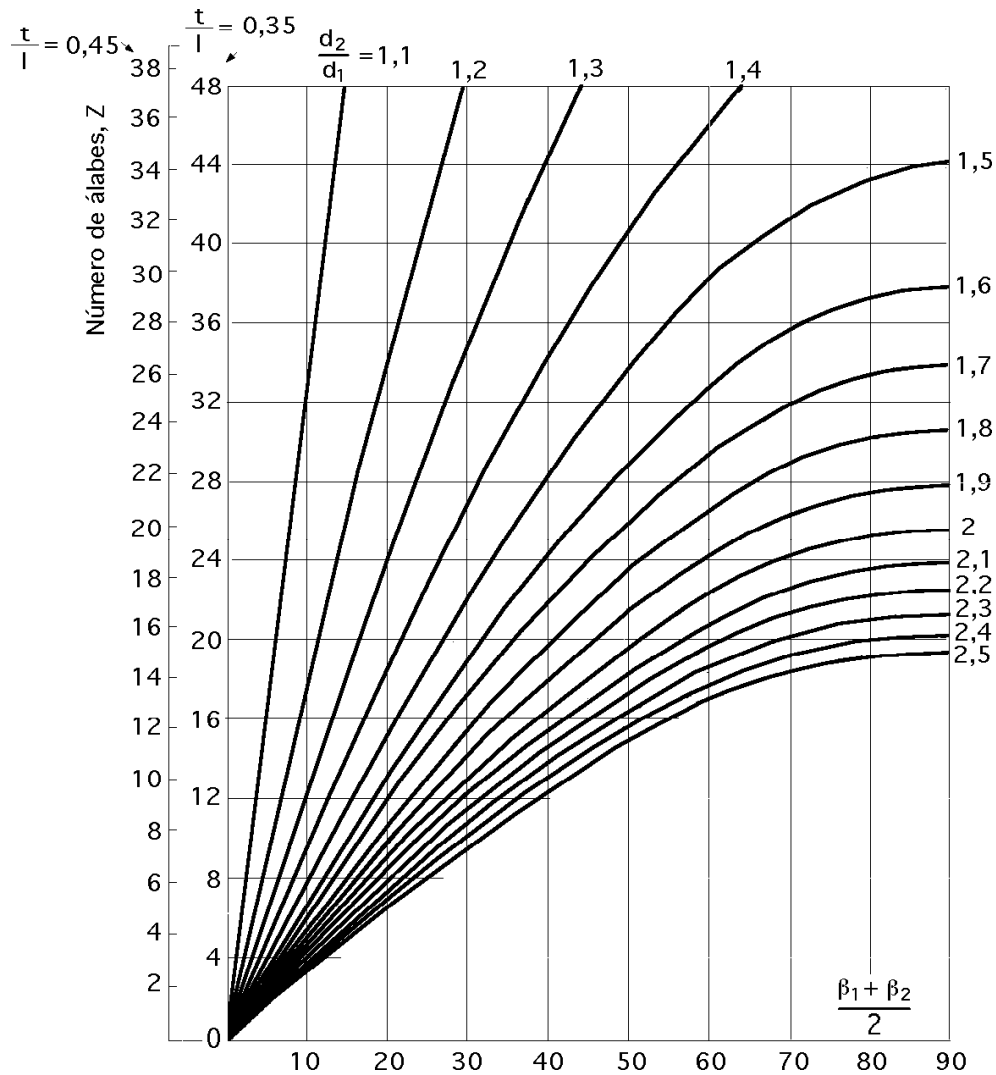


Figura 14.7. Número de álabes  $Z$  de un compresor centrífugo en función del ángulo medio de los álabes.

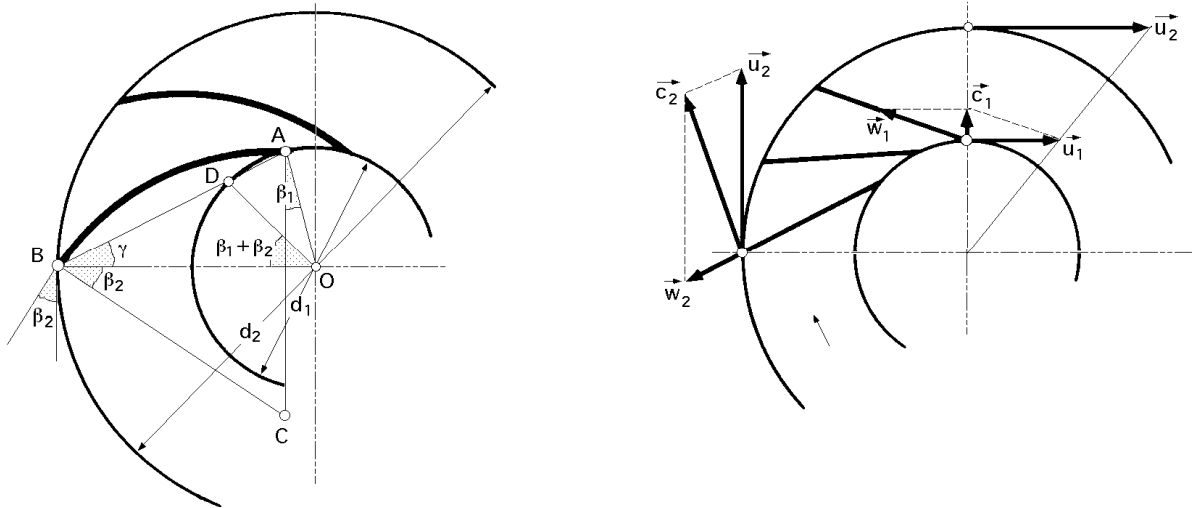


Figura 14.8. Trazado del álabe de un compresor centrífugo constituido: a) Por un arco de círculo y b) Por una recta.

#### 14.10. Cálculo de la corona directriz sin álbes

Se emplea en los compresores estacionarios y en los compresores de un solo escalonamiento (turbosoplantes), y puede verse en la figura 14.9.

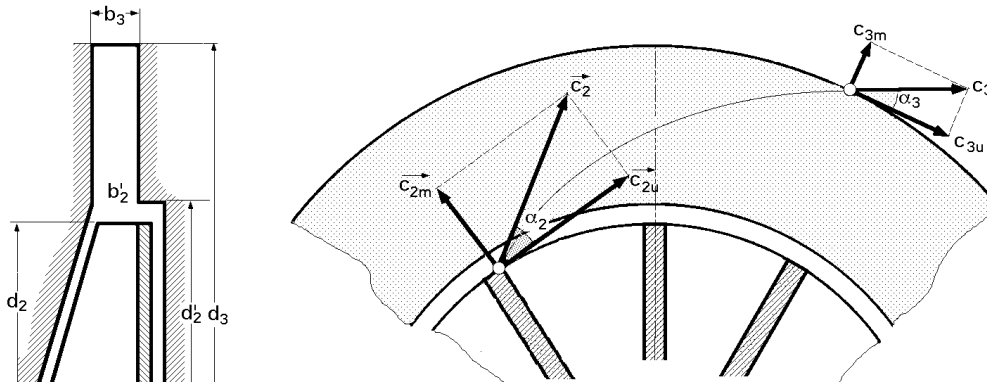


Figura 14.9. Corona directriz sin álbes.

La ecuación que proporciona la relación de compresión adiabática isoentálpica en un difusor, para un gas perfecto y  $c_p$  y  $\gamma$  constantes, se ha visto que es:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[ 1 + \frac{c_2^2}{2gc_p T_2} \left( 1 - \frac{c_3^2}{c_2^2} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

(Ec. 14.12)

En la compresión (difusión) real politrópica un razonamiento análogo al utilizado anteriormente conduce a la expresión:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[ 1 + \frac{c_2^2}{2gc_p T_2 \eta_{i,difusor}} \left( 1 - \frac{c_3^2}{c_2^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{Ec. 14.13})$$

Donde  $\eta_{i,difusor}$  es el rendimiento interno del difusor, que en primera aproximación podemos suponer igual al del impulsor y al de todo el escalonamiento.

El proceso en el difusor se puede suponer politrópico con un exponente  $n = 1,45 \div 1,7$ .

Los valores siguientes de diseño están confirmados por la experiencia:

$$b_{2'} = b_3 \cong b_2$$

$$d_3 = (1,55 \div 1,17)d_2$$

$$d_2 = (1,05 \div 1,1)d_2$$

Si se considera el gas como un fluido ideal que se mueve en la corona directriz en régimen irrotacional, al ser la circulación constante:

$$d_3 c_{3u} = d_2 c_{2u} = cte$$

$$c_{3u} = \frac{d_2}{d_3} c_{2u}$$

Y el ángulo de entrada  $\alpha_3$  de la corriente absoluta en la caja espiral que sigue a la corona directriz sin álabes es:

$$\alpha_3 = \arctg \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{\frac{Q_3}{\pi d_3 b_3}}{c_{3u}} \quad (\text{Ec. 14.14})$$

#### 14.11. Cálculo de la corona directriz con álabes

La corona directriz con álabes, de la cual puede verse un esquema en la figura 14.10, es más costosa, pero tiene mejor rendimiento que la corona directriz sin álabes.

Siempre que  $\alpha_2 < 20^\circ$ , conviene instalar álabes en la corona directriz.

Para los anchos y diámetros de esta corona se pueden utilizar los siguientes valores experimentales:

$$b_3 = b_4 = [1, 2]b_2$$

$$d_3 \cong 1,1d_2$$

$$d_4 = [1,45, 1,55]d_2$$

El ángulo  $\alpha_3$  materializado en los álabes directrices a la entrada es igual a  $\alpha_2$ , ángulo de la velocidad absoluta a la salida del impulsor.

El ángulo de salida de los álabes directrices  $\alpha_4$  suele ser de  $30^\circ$  a  $40^\circ$ .

El número de álabes de la corona directriz  $Z_d$  no debe ser ni igual ni múltiplo del número de álabes del impulsor.

En las construcciones ordinarias,  $Z_d = 20 \div 28$ .

La forma de los álabes puede ser también un arco de círculo o una espiral logarítmica.

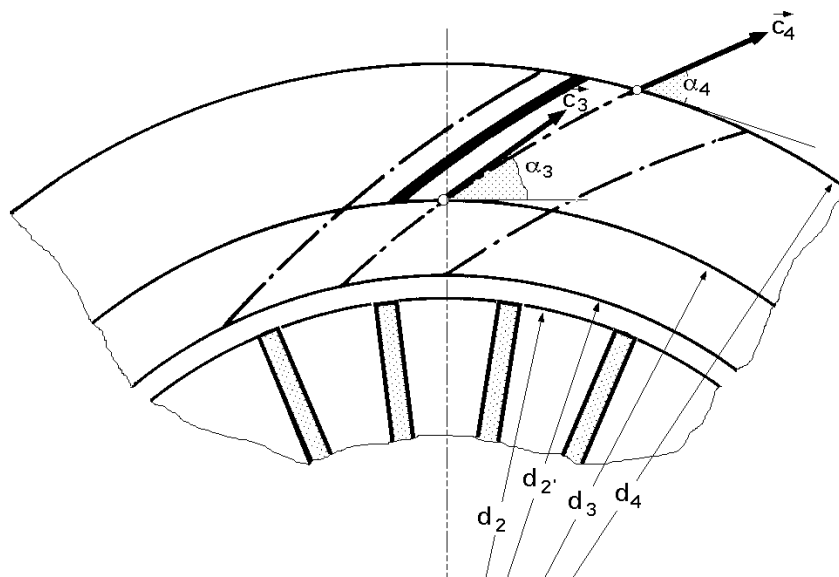


Figura 14.10. Corona directriz con álabes.

## PARTE II





## 15. Método de cálculo para el diseño de un compresor centrífugo

A continuación se va a llevar a cabo el desarrollo matemático para calcular las características más importantes que intervienen en el diseño de un compresor centrífugo.

Se estudiarán dos casos diferentes:

- Caso A. Será aquel en el cual la temperatura de los componentes es capaz de aguantar la temperatura máxima alcanzada en el interior del compresor, por lo que no necesitará una refrigeración. Es el caso más sencillo.
- Caso B. La relación de compresión es mayor, por tanto la presión y la temperatura a obtener en la descarga es mayor. Esta temperatura superará la máxima admisible por los componentes, por lo que será necesario instalar un sistema refrigerador en su interior.

A través del programa de cálculo de Mathcad®, se podrá obtener de manera sencilla los parámetros más característicos del diseño de un compresor.

Dado que muchos valores se obtienen a través de la experiencia, se tomará como referencia valores experimentales tabulados por parte del fabricante Elliot®. Así mismo, las ecuaciones utilizadas se pueden encontrar en cualquier libro especializado en la termodinámica térmica y en especial, para compresores centrífugos.

La forma de presentar el método de cálculo será el siguiente:

1. Se exponen los casos
2. Se hace uso de las ecuaciones utilizadas en el programa Mathcad®
3. Se presentan los resultados obtenidos
4. El desarrollo completo en el código nativo de Mathcad® se muestra en los anexos de este proyecto.

### 15.1. Caso A: caso sin intercooler

Dada una mezcla gaseosa a una temperatura de 5°C y una presión de 1,4 bar, con un flujo másico de 13,392 kg/s, se quiere realizar el diseño de un compresor para obtener en la descarga una presión de 7 bar.

#### 15.1.1. Propiedades de la mezcla gaseosa

Dada la composición de la mezcla gaseosa:

Etano:	5%
Propano:	89%
n-Butano:	6%

Dadas las condiciones de entrada:

Temperatura de aspiración:	$T_1 = 5^\circ\text{C}$
Presión de aspiración:	$P_1 = 1.4 \text{ bar}$

Se obtienen las propiedades de la mezcla gaseosa:

Peso molecular:	$PM = 44.237 \text{ g/mol}$
Temperatura crítica:	$T_{crítica} = 369.904 \text{ K}$
Presión crítica:	$P_{crítica} = 42.46 \text{ bar}$
Coefficiente $k$ :	$k = 1.131$
Factor de compresibilidad:	$Z = 0.975$
Densidad:	$\rho = 2.678 \text{ kg/m}^3$

El desarrollo completo del cálculo de las propiedades de la mezcla gaseosa puede verse en el Anexo I.

#### 15.1.2. Diseño del compresor

Dadas las condiciones de entrada:

Temperatura de aspiración:	$T_1 = 5^\circ\text{C}$
Presión de aspiración:	$P_1 = 1.4 \text{ bar}$

Flujo másico:  $m_1 = 13.392 \text{ kg/s}$

Y con las propiedades de la mezcla gaseosa calculadas anteriormente:

$$PM = 44.237 \text{ g/mol}$$

$$Z = 0.975$$

$$k = 1.131$$

Se puede obtener el caudal en la aspiración del compresor:

$$Q_1 = Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot \frac{T_1}{P_1} \cdot m_1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_1 = 4.876 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 17552 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Este caudal será el que reciba la primera etapa del compresor, y por tanto, el primer impulsor.

Como se ha comentado anteriormente, para el cálculo de las características del compresor, se utilizarán como referencia los valores experimentales proporcionados por el fabricante Elliot©, mostrados en la siguiente tabla:

Valores típicos de caudal de entrada (m³/h)	Rendimiento politrópico nominal $\eta_{\text{poly}}$	Número máximo de impulsores por carcasa
850 - 13600	0,76	10
10000 - 39000	0,77	9
34000 - 60000	0,77	9
51000 - 99000	0,77	8
85000 - 145000	0,78	8
125000 - 220000	0,78	8
185000 - 270000	0,78	7
235000 - 320000	0,78	7

Tabla 15.1. Especificaciones típicas de los compresores Elliot©.

Se puede ver que para el rango de caudal en el que se está operando, se utiliza un rendimiento politrópico de valor  $\eta_{poly} = 0,77$ . Este rendimiento se utilizará como primera aproximación para los cálculos.

Se define así el exponente politrópico como:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly}}}$$

$$n = 1,177$$

Conocida la presión que se quiere obtener a la descarga, se puede calcular, como primera aproximación, la temperatura y caudal a la salida del compresor.

La temperatura a la descarga suponiendo un proceso politrópico:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad K$$

Por lo que la temperatura estimada a la descarga, en grados Celsius, es:

$$T_2 = 81,19^\circ\text{C}$$

El caudal a la descarga se define como:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot Z \quad \frac{m^3}{s}$$

Por lo que el caudal estimado a la descarga, en  $m^3/h$ , es:

$$Q_2 = 4360 \frac{m^3}{h}$$

Entre los componentes que tiene un compresor centrífugo, se encuentran los sellos mecánicos. Los sellos mecánicos están realizados con un sofisticado diseño y tienen un alto coste, por lo que ha de evitarse su deterioro. Además, suelen estar fabricados con materiales que soportan elevadas temperaturas, pero aun así, suelen ser el componente de los compresores que más limita la temperatura máxima. Por tanto, se utilizará como temperatura máxima admisible la máxima que puede aguantar un sello mecánico. Para los gases industriales, en general, la temperatura máxima de servicio de un sello mecánico suele estar en torno a los  $180^\circ\text{C}$ .

La temperatura estimada que alcanza el compresor en la descarga es de  $82^\circ\text{C}$ , muy alejada de la máxima admisible. Por lo que no será necesaria la instalación de un intercooler o enfriador.

La altura politrópica total del compresor:

$$H_{poly} = Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly}}{k-1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly}}} - 1 \right] \frac{J}{kg}$$

$$H_{poly} = 92,814 \frac{kJ}{kg}$$

Interesa conocer la altura politrópica en unidades de longitud, por lo que, simplemente dividiendo entre la gravedad:

$$H_{poly} = 9471 \text{ m}$$

Para conocer la altura politrópica por impulsor, es necesario definir el *coeficiente de altura politrópica*:

$$Y = \frac{H_{poly \text{ por impulsor}}}{U^2/2}$$

El valor de  $Y$  va a depender de la geometría de los álabes, y varía entre 0,8 y 1,45. Como valor inicial, se tomará un valor de  $Y = 1,05$ .

La velocidad  $U$  es la velocidad máxima a la salida del impulsor, que como se ha visto en capítulos anteriores, suele estar en torno a los 350 m/s. Para conocer el valor de esta velocidad, se estimará aplicando un factor de seguridad de 0,1 a la velocidad del sonido en la mezcla gaseosa. De manera que:

$$U_{max} = 0,9 \cdot a \quad \frac{m}{s}$$

Donde  $a$  es la velocidad del sonido en el gas y se define como:

$$a = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1} \frac{m}{s}$$

Así, la velocidad máxima en la punta del álabe en la salida del impulsor es:

$$U_{max} = 216 \frac{m}{s}$$

Por lo que, para nuestros cálculos, se utilizará una velocidad de salida  $U = 195 \text{ m/s}$ .

El valor de la altura politrópica por impulsor es:

$$H_{poly \text{ por impulsor}} = Y \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly \text{ por impulsor}} = 2037 \text{ m}$$

El número de impulsores necesarios para obtener la presión deseada a la descarga es:

$$N_{impulsores} = \frac{H_{poly}}{H_{poly \text{ por impulsor}}}$$

$$N_{impulsores} = 4,65 \text{ impulsores}$$

Redondeando al número mayor, tendremos por tanto que el número de impulsores necesarios es de 5.

Siguiendo las especificaciones del fabricante Elliot®, se puede ver en la tabla 15.1 que para el rango de caudal, el número máximo de impulsores por carcasa es de 9. Por lo que solamente será necesaria una carcasa.

Sin embargo, en la práctica, entre los impulsores hay que dejar ciertos espacios para la instalación de los mismos. Eso equivale, aproximadamente, a eliminar 2 impulsores por carcasa. De manera que el número máximo de impulsores, reales, por carcasa es de 7. Igualmente, sólo se necesita una carcasa.

Para seguir calculando los parámetros del compresor, es necesario conocer el diámetro del impulsor. Para ello, se define el *coeficiente de flujo* como:

$$\Phi = \frac{Q}{U \cdot D^2}$$

Este coeficiente tiene valores comprendidos entre 0,01 y 0,15, como se puede observar en la figura 15.1.

Para una primera aproximación, se escoge un valor de  $\Phi = 0,1$ .

Así, el diámetro del impulsor es:

$$D = \sqrt{\frac{Q_1}{U \cdot \Phi}} \text{ m}$$

$$D = 0,5 \text{ m}$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,1$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,997$ . Con este factor de corrección, se realizarán las segundas aproximaciones, que a priori, serán suficientes para dejar cerrado el diseño.

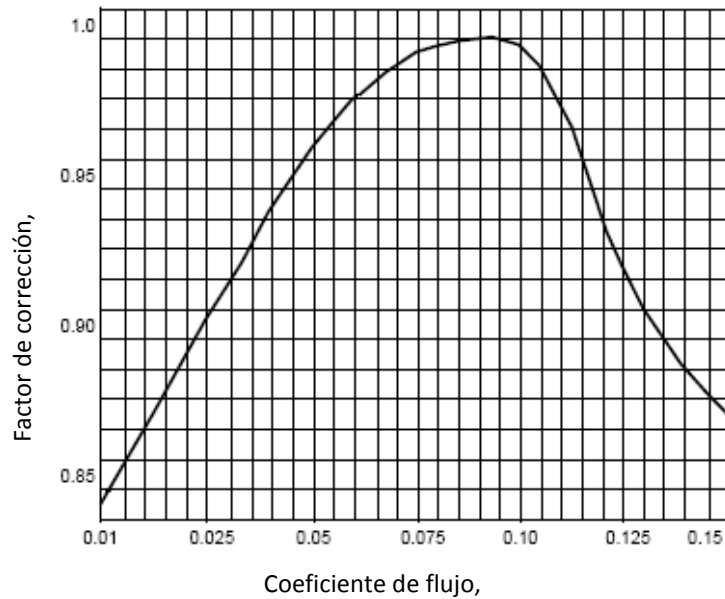


Figura 15.1. Factor de corrección dado un coeficiente de flujo

Una vez conocido el diámetro del impulsor, se escoge el tipo de impulsor. Para nuestro caso se utilizará un impulsor de entrada radial, como el que se muestra en la figura 15.2.

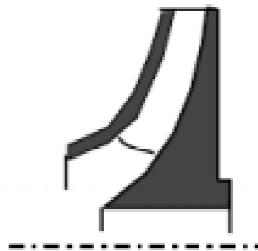


Figura 15.2. Detalle de un impulsor de entrada radial.

Entre las características que tiene este tipo de impulsor se encuentran:

- Ángulo de salida
- Rendimiento en torno al 78%
- Máxima altura politrópica de 55 kJ/kg

Con los valores calculados de  $\phi$ ,  $\psi$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $\psi$ , como segunda aproximación.

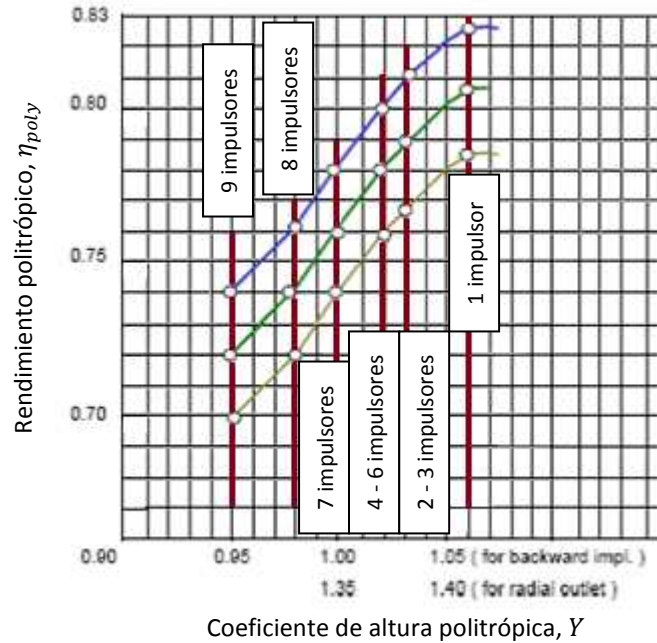


Figura 15.3. Coeficiente de altura politrópica en función del rendimiento politrópico y del número de impulsores del compresor para diferentes tipos de impulsores.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly\text{ corregido}} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\text{ corregido}} = 0,768$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{\text{corregido}} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\text{ corregido}}}}$$

$$n_{\text{corregido}} = 1,178$$

La altura politrópica por impulsor es:

$$H_{poly\text{ por impulsor corregido}} = Y_{\text{corregido}} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly\text{ por impulsor corregido}} = 1958\text{ m}$$



La altura politrópica total en el compresor es:

$$H_{poly\ corregido} = H_{poly\ por\ impulsor\ corregido} \cdot N_{impulsor} \quad m$$

$$H_{poly\ corregido} = 9791 \, m$$

La presión a la descarga del compresor es:

$$P_{2\ corregida} = P_1 \cdot \left( \frac{H_{poly\ corregido}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1 \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} \quad bar$$

$$P_{2\ corregida} = 7,35 \, bar$$

Como se muestra en el resultado, se ha conseguido obtener la presión de descarga de 7 bar. Por lo que el diseño del compresor es aceptable.

La temperatura a la descarga del compresor es:

$$T_{2\ corregida} = T_1 \cdot \left( \frac{P_{2\ corregida}}{P_1} \right)^{\frac{n_{corregido}-1}{n_{corregido}}} \quad K$$

En grados Celsius:

$$T_{2\ corregida} = 84^\circ C$$

El caudal a la descarga del compresor es:

$$Q_{2\ corregido} = Q_1 \cdot \frac{P_1}{P_{2\ corregida}} \cdot \frac{T_{2\ corregida}}{T_1} \cdot Z \quad \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2\ corregido} = 4187 \, \frac{m^3}{h}$$

Velocidad de giro del eje del compresor:

$$V_{giro} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad rpm$$

$$V_{giro} = 7448 \, rpm$$

Potencia del compresor, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\sin \text{ pérdidas}} = m_1 \cdot H_{poly \text{ corregido}} \quad W$$

$$HP_{\sin \text{ pérdidas}} = 1286 \text{ kW}$$

También utilizando valores típicos del fabricante Elliot®, se tiene una aproximación de las pérdidas que generan los compresores en función de su potencia (ver tabla 15.2).

Potencia Compresor (kW)	Pérdidas mecánicas típicas (%)
0 - 2500	3
2500 - 5000	2,5
5000 - 7500	2
>7500	1,5

Tabla 15.2. Valores típicas de pérdidas mecánicas.

Según el rango de potencia en el que se encuentra el compresor, se tienen unas pérdidas mecánicas del 3%.

Así, el rendimiento mecánico es:

$$\eta_{mec} = 0,97$$

La potencia necesaria para mover el eje del compresor es:

$$HP_{TOTAL} = \frac{HP_{\sin \text{ pérdidas}}}{\eta_{mec}} \quad W$$

$$HP_{TOTAL} = 1326 \text{ kW}$$

Todo el desarrollo del cálculo numérico se encuentra en el Anexo II.

### 15.2. Caso B: caso con intercooler

Dada un gas a una temperatura de 40°C y una presión de 1 bar, con un flujo másico de 20 kg/s, se quiere realizar el diseño de un compresor para obtener en la descarga una presión de 40 bar.

#### 15.2.1. Propiedades del gas

Dada la composición del gas:

Nitrógeno: 100%

Dadas las condiciones de entrada:

Temperatura de aspiración:  $T_1 = 40^\circ\text{C}$

Presión de aspiración:  $P_1 = 1 \text{ bar}$

Se obtienen las propiedades del gas:

Peso molecular:  $PM = 28,013 \text{ g/mol}$

Temperatura crítica:  $T_{crítica} = 126,2 \text{ K}$

Presión crítica:  $P_{crítica} = 33,9 \text{ bar}$

Coefficiente  $k$ :  $k = 1,4$

Factor de compresibilidad:  $Z = 1$

Densidad:  $\rho = 1,076 \text{ kg/m}^3$

El desarrollo completo del cálculo de las propiedades de la mezcla gaseosa puede verse en el Anexo IV.

#### 15.2.2. Diseño del compresor

Dadas las condiciones de entrada:

Temperatura de aspiración:  $T_1 = 40^\circ\text{C}$

Presión de aspiración:  $P_1 = 1 \text{ bar}$

Flujo másico:  $m_1 = 20 \text{ kg/s}$

Y con las propiedades del gas calculadas anteriormente:

$$PM = 28,013 \text{ g/mol}$$

$$Z = 1$$

$$k = 1,4$$

Se puede obtener el caudal en la aspiración del compresor:

$$Q_1 = Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot \frac{T_1}{P_1} \cdot m_1 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_1 = 18,588 \frac{m^3}{s} = 66917 \frac{m^3}{h}$$

Este caudal será el que reciba la primera etapa del compresor, y por tanto, el primer impulsor.

Tomando los valores de referencia del fabricante Elliot©, mostrados en la tabla 15.1, se utilizará un rendimiento politrópico de valor  $\eta_{poly} = 0,78$ .

Se define así el exponente politrópico como:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly}}}$$

$$n = 1,578$$

Como se ha visto en el apartado anterior, la temperatura máxima admisible será la que aguanten los sellos mecánicos, que podrán soportar una temperatura de aproximadamente 180°C. Comprobaremos ahora si es necesaria la instalación de refrigeración interior.

Para saber si es necesaria la instalación de un intercooler, se tiene que cumplir que:

$$\frac{P_2}{P_1} > \left( \frac{T_{\max \text{ admisible}}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

En nuestro caso:

$$\frac{P_2}{P_1} = 40$$

$$\left( \frac{T_{\max \text{ admisible}}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 2,742$$

Por lo que, claramente, se requiere la instalación de refrigeradores internos. Estos intercoolers se colocarán entre las diferentes secciones de la carcasa del compresor.

Como se puede apreciar en la figura 15.4, un compresor puede estar compuesto por una o varias carcasas. Entre cada carcasa, puede existir refrigeración exterior, que no será estudiada en este proyecto. Cada carcasa está dividida en secciones. Lo más normal es que estén divididas en dos secciones, de manera que el intercooler se colocará entre cada una de ellas.

Tanto el refrigerador exterior como el intercooler enfriarán el gas a la temperatura de 45°C.

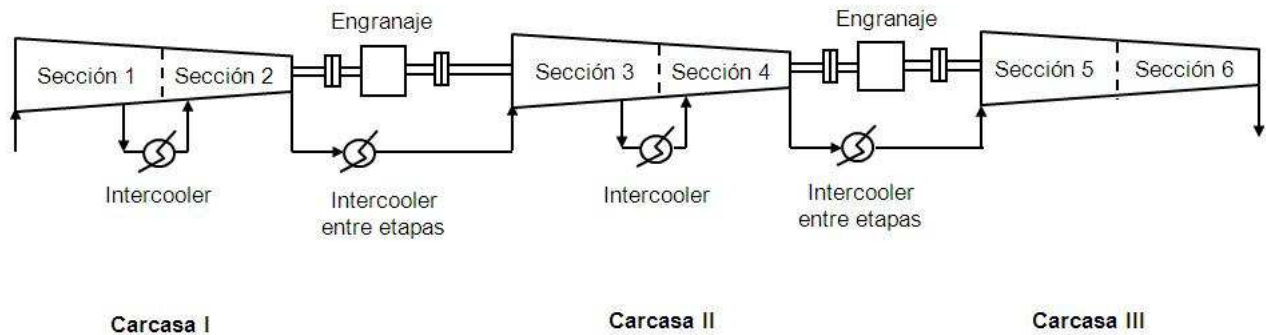


Figura 15.4. Compresor con intercooler entre secciones y entre etapas o carcasas.

La altura politrópica total del compresor:

$$H_{poly} = Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly}}{k - 1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly}}} - 1 \right] \frac{J}{kg}$$

$$H_{poly} = 726,22 \frac{kJ}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly} = 74054 \text{ m}$$

Para conocer la altura politrópica por impulsor, es necesario definir el *coeficiente de altura politrópica*:

$$Y = \frac{H_{poly \text{ por impulsor}}}{U^2/2}$$

El valor de  $Y$  va a depender de la geometría de los álabes, y varía entre 0,8 y 1,45. Como valor inicial, se tomará un valor de  $Y = 1,05$ .

La velocidad  $U$  es la velocidad máxima a la salida del impulsor, que como se ha visto en capítulos anteriores, suele estar en torno a los 350 m/s. Para conocer el valor de esta velocidad, se estimará aplicando un factor de seguridad de 0,1 a la velocidad del sonido en la mezcla gaseosa. De manera que:

$$U_{max} = 0,9 \cdot a \quad \frac{m}{s}$$

Donde  $a$  es la velocidad del sonido en el gas y se define como:

$$a = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_1} \quad \frac{m}{s}$$

Así, la velocidad máxima en la punta del álabe en la salida del impulsor es:

$$U_{max} = 324,64 \quad \frac{m}{s}$$

Por lo que, para nuestros cálculos, se utilizará una velocidad de salida  $U = 310 \text{ m/s}$ .

El valor de la altura politrópica por impulsor es:

$$H_{poly \text{ por impulsor}} = Y \cdot \frac{U^2}{2} \quad \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly \text{ por impulsor}} = 5145 \text{ m}$$

El número de impulsores necesarios para obtener la presión deseada a la descarga es:

$$N_{impulsores} = \frac{H_{poly}}{H_{poly \text{ por impulsor}}}$$

$$N_{impulsores} = 14,39 \text{ impulsores}$$

Redondeando al número mayor, tendremos por tanto que el número de impulsores necesarios es de 15.

Siguiendo las especificaciones del fabricante Elliot®, se puede ver en la tabla 15.1 que para el rango de caudal, el número máximo de impulsores por carcasa es de 8.

Teniendo en cuenta que, en la práctica, se suelen eliminar dos impulsores por carcasa para dejar espacio para la instalación de los impulsores, el número de impulsores reales por carcasa es de 6. Por tanto, para este compresor se utilizarán, como mínimo 3 carcasas.

Para el diseño de este compresor se utilizarán 3 carcasas. Como cada carcasa tiene dos secciones, se distribuirán de la siguiente manera: 3 impulsores en la primera sección y dos impulsores en la segunda, colocándose entre medias de éstas el intercooler (figura 15.4). En

las conclusiones finales (capítulo 17), se explica por qué se ha hecho así la repartición de impulsores por secciones.

### 15.2.2.1. Carcasa I

#### Sección 1

Los parámetros de entrada en la sección 1 son:

$$\text{Presión de aspiración: } P_{1\_sección1} = 1 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de aspiración: } T_{1\_sección1} = 40^\circ\text{C}$$

$$\text{Densidad del gas: } \rho_{1\_sección1} = 1,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Caudal de aspiración: } Q_{1\_sección1} = 66917 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El *coeficiente de flujo* tiene el valor:

$$\Phi = \frac{Q}{U \cdot D^2}$$

Para una primera aproximación, se escoge un valor para el coeficiente de flujo de  $\Phi = 0,1$ .

Así, el diámetro del impulsor es:

$$D = \sqrt{\frac{Q_1}{U \cdot \Phi}} \text{ m}$$

$$D = 0,774 \text{ m}$$

Cogeremos un diámetro de valor  $D_{sección1} = 0,8 \text{ m}$ .

La velocidad en la punta del álabe para los impulsores de la sección 1 se fija, y se toma el valor de  $U_1 = 260 \text{ m/s}$ .

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 260 m/s, es:

$$\Phi_{corregido} = 0,12$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,12$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,94$ .

Se escogerá el mismo tipo de impulsor que para el caso anterior, sin intercooler. Todos los impulsores que se colocarán en el impulsor serán de entrada radial, como el que se muestra en la figura 15.2, cuyas características más importantes son:

- Ángulo de salida  $\beta_2 = 45^\circ - 50^\circ$
- Rendimiento en torno al 78%
- Máxima altura politrópica de 55 kJ/kg

Para la sección 1, se utilizarán 3 impulsores. Con los valores calculados de  $\eta_{poly} = 0,78$ ,  $N_{impulsores} = 3$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{corregido} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly\ corregido} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\ corregido} = 0,733$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{corregido} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}}$$

$$n_{corregido} = 1,638$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 1 es:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección\ 1} = Y_{corregido} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección\ 1} = 3550\ m$$

La altura politrópica corregida en la sección 1 es:

$$H_{poly\ corregido\_sección\ 1} = H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección\ 1} \cdot N_{impulsor}\ m$$

$$H_{poly\ corregido\_sección\ 1} = 10650\ m$$

La presión a la descarga de la sección 1 es:

$$P_{2\ corregida\_sección\ 1} = P_{1\_sección\ 1} \cdot \left( \frac{H_{poly\ corregida\_sección\ 1}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección\ 1} \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}}\ bar$$



$$P_{2 \text{ corregida\_sección1}} = 2,54 \text{ bar}$$

La temperatura a la descarga del compresor es:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección1}} = T_{1\_sección1} \cdot \left( \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección1}}}{P_{1\_sección1}} \right)^{\frac{n_{\text{corregido}}^{-1}}{n_{\text{corregido}}}} \quad K$$

En grados Celsius:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección1}} = 177^{\circ}\text{C}$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 1 es:

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección1}} = \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección1}}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2 \text{ corregida\_sección1}}} \quad \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección1}} = 1,9 \frac{kg}{m^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 1 es:

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección1}} = Q_{1\_sección1} \cdot \frac{P_{1\_sección1}}{P_{2 \text{ corregida\_sección1}}} \cdot \frac{T_{2 \text{ corregida\_sección1}}}{T_{1\_sección1}} \cdot Z \quad \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección1}} = 37888 \frac{m^3}{h}$$

Velocidad de giro del eje de la carcasa I (tanto para la sección 1 como para la sección 2):

$$V_{\text{giro\_carcasal}} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D} \quad rpm$$

$$V_{\text{giro\_carcasal}} = 6207 \text{ rpm}$$

La potencia del compresor en la sección 1, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección1}} = m_1 \cdot H_{\text{poly corregido\_sección1}} \quad W$$

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección1}} = 2089 \text{ kW}$$

Sección 2

El intercooler enfría el gas hasta los 45°C. Esta disminución de temperatura conlleva a una pérdida de carga. Asumiremos una pérdida de carga de  $\Delta P = 0,1 \text{ bar}$ .

Los parámetros de entrada en la sección 2 son:

$$\text{Presión de aspiración: } P_{1\_sección2} = P_{2\_sección1} - \Delta P = 2,44 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de aspiración: } T_{1\_sección2} = 45^\circ\text{C}$$

$$\text{Densidad del gas: } \rho_{1\_sección2} = 2,584 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Caudal de aspiración: } Q_{1\_sección2} = 27867 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La velocidad máxima en la punta del álabe es 0,9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$a_{sección2} = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección2}}$$

$$U_{\max\_sección2} = 0,9 \cdot a_{sección2} \text{ m/s}$$

$$U_{\max\_sección2} = 327,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro del impulsor, considerado de entrada radial, es:

$$D_{sección2} = \sqrt{\frac{Q_{1\_sección2}}{\Phi \cdot U}} \text{ m}$$

Siendo  $U = 310 \text{ m/s}$  y  $\Phi = 0,1$ .

$$D_{sección2} = 0,5 \text{ m}$$

La velocidad en la punta de los álaves del impulsor en la sección 2 es:

$$U_{sección2} = \frac{V_{giro\_carcasaI} \cdot \pi \cdot D_{sección2}}{60} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$U_{sección2} = 162,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El *coeficiente de flujo* tiene el valor:

$$\Phi = \frac{Q}{U \cdot D^2}$$

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 162,5 m/s, es:

$$\Phi_{\text{corregido}} = 0,19$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,19$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,88$ .

Para la sección 2, se utilizarán 2 impulsores. Con los valores calculados de  $\eta_{\text{poly}} = 0,78$ ,  $N_{\text{impulsores}} = 2$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{\text{corregido}} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{\text{poly corregido}} = FC \cdot \eta_{\text{poly}}$$

$$\eta_{\text{poly corregido}} = 0,686$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{\text{corregido}} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly corregido}}}}$$

$$n_{\text{corregido}} = 1,713$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 2 es:

$$H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección2}} = Y_{\text{corregido}} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección2}} = 1387 \text{ m}$$

La altura politrópica corregida en la sección 2 es:

$$H_{\text{poly corregido\_sección2}} = H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección2}} \cdot N_{\text{impulsores}} \text{ m}$$

$$H_{\text{poly corregido\_sección2}} = 2773 \text{ m}$$

La presión a la descarga de la sección 2 es:

$$P_{2 \text{ corregida\_sección2}} = P_{1\_sección2} \cdot \left( \frac{H_{poly \text{ corregida\_sección2}}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección2} \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly \text{ corregido}}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly \text{ corregido}}}{k-1}} \text{ bar}$$

$$P_{2 \text{ corregida\_sección2}} = 3,2 \text{ bar}$$

La temperatura a la descarga del compresor en la sección 2 es:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección2}} = T_{1\_sección2} \cdot \left( \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección2}}}{P_{1\_sección2}} \right)^{\frac{n_{\text{corregido}}^{-1}}{n_{\text{corregido}}}} K$$

En grados Celsius:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección2}} = 83^{\circ}\text{C}$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 2 es:

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección2}} = \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección2}}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2 \text{ corregida\_sección2}}} \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección2}} = 3,03 \frac{kg}{m^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 2 es:

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección2}} = Q_{1\_sección2} \cdot \frac{P_{1\_sección2}}{P_{2 \text{ corregida\_sección2}}} \cdot \frac{T_{2 \text{ corregida\_sección2}}}{T_{1\_sección2}} \cdot Z \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección2}} = 23775 \frac{m^3}{h}$$

La potencia del compresor en la sección 2, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección2}} = m_1 \cdot H_{poly \text{ corregido\_sección2}} W$$

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección2}} = 544 kW$$

La potencia total sin tener en cuenta las pérdidas, en la carcasa I, será la suma de las potencias de las dos secciones:

$$HP_{TOTAL\_sin\ pérdidas\_carcasaI} = HP_{sin\ pérdidas\_sección1} + HP_{sin\ pérdidas\_sección2}$$

$$HP_{TOTAL\_sin\ pérdidas\_carcasaI} = 2633\ kW$$

También utilizando valores típicos del fabricante Elliot®, se tiene una aproximación de las pérdidas que generan los compresores en función de su potencia (ver tabla 15.2). Según el rango de potencia en el que se encuentra el compresor, se tienen unas pérdidas mecánicas del 2,5%.

Así, el rendimiento mecánico es:

$$\eta_{mec} = 0,975$$

La potencia necesaria para mover el eje en la carcasa I es:

$$HP_{TOTAL\_carcasaI} = \frac{HP_{TOTAL\_sin\ pérdidas\_carcasaI}}{\eta_{mec}} \quad W$$

$$HP_{TOTAL\_carcasaI} = 2700\ kW$$

#### 15.2.2.2. Carcasa II

##### Sección 3

Se supone un enfriador externo, con las mismas características que el intercooler entre etapas. El intercambiador entre carcasas también tendrá una pérdida de carga de 0,1 bar y reducirá la temperatura hasta los 45°C.

Los parámetros de entrada en la sección 3 son:

Presión de aspiración:  $P_{1\_sección3} = P_{2\_sección2} - \Delta P = 3,1\ bar$

Temperatura de aspiración:  $T_{1\_sección3} = 45^{\circ}C$

Densidad del gas:  $\rho_{1\_sección3} = 3,285\ \frac{kg}{m^3}$

Caudal de aspiración:  $Q_{1\_sección3} = 21914\ \frac{m^3}{h}$

La velocidad máxima en la punta del álabe es 0,9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$a_{sección3} = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1_{sección3}}}$$

$$U_{\max\_sección3} = 0,9 \cdot a_{sección3} \quad m/s$$

$$U_{\max\_sección3} = 327,23 \frac{m}{s}$$

El diámetro del impulsor, considerado de entrada radial, es:

$$D_{sección3} = \sqrt{\frac{Q_{1_{sección3}}}{\Phi \cdot U}} \quad m$$

Siendo  $U = 310 \text{ m/s}$  y  $\Phi = 0,1$ .

$$D_{sección3} = 0,443 \text{ m}$$

Se escogerá un diámetro de  $D_{sección3} = 0,45 \text{ m}$ .

La velocidad en la punta del álabe para los impulsores de la sección 3 se fija, y se toma el valor de  $U_3 = 260 \text{ m/s}$ .

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 260 m/s, es:

$$\Phi_{corregido} = 0,12$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,12$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,94$ .

Para la sección 3, se utilizarán 3 impulsores, al igual que en la sección 1. Con los valores calculados de  $\eta_{poly} = 0,78$ ,  $N_{impulsores} = 3$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{corregido} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly \text{ corregido}} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly \text{ corregido}} = 0,7332$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{\text{corregido}} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly corregido}}}}$$

$$n_{\text{corregido}} = 1,638$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 3 es:

$$H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección3}} = Y_{\text{corregido}} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección3}} = 3550 \text{ m}$$

La altura politrópica corregida en la sección 3 es:

$$H_{\text{poly corregido\_sección3}} = H_{\text{poly por impulsor corregido\_sección3}} \cdot N_{\text{impulsores}} \text{ m}$$

$$H_{\text{poly corregido\_sección3}} = 10650 \text{ m}$$

La presión a la descarga de la sección 3 es:

$$P_{2 \text{ corregida\_sección3}} = P_{1\_sección3} \cdot \left( \frac{H_{\text{poly corregida\_sección3}}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección3} \cdot \frac{k \cdot \eta_{\text{poly corregido}}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{\text{poly corregido}}}{k-1}} \text{ bar}$$

$$P_{2 \text{ corregida\_sección3}} = 7,78 \text{ bar}$$

La temperatura a la descarga del compresor en la sección 3 es:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección3}} = T_{1\_sección3} \cdot \left( \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección3}}}{P_{1\_sección3}} \right)^{\frac{n_{\text{corregido}}-1}{n_{\text{corregido}}}} \text{ K}$$

En grados Celsius:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección3}} = 182^{\circ}\text{C}$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 3 es:

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección3}} = \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección3}}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2 \text{ corregida\_sección3}}} \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección3}} = 5,76 \frac{kg}{m^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 3 es:

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección3}} = Q_{1\_sección3} \cdot \frac{P_{1\_sección3}}{P_{2 \text{ corregida\_sección3}}} \cdot \frac{T_{2 \text{ corregida\_sección3}}}{T_{1\_sección3}} \cdot Z \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección3}} = 12501 \frac{m^3}{h}$$

Velocidad de giro del eje de la carcasa II (tanto para la sección 3 como para la sección 4):

$$V_{giro\_carcasaII} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D} \text{ rpm}$$

$$V_{giro\_carcasaII} = 11035 \text{ rpm}$$

La potencia del compresor en la sección 3, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección3}} = m_1 \cdot H_{poly \text{ corregido\_sección3}} \text{ W}$$

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección3}} = 2089 \text{ kW}$$

#### Sección 4

Los parámetros de entrada en la sección 4 son:

Presión de aspiración:  $P_{1\_sección4} = P_{2\_sección3} - \Delta P = 7,68 \text{ bar}$

Temperatura de aspiración:  $T_{1\_sección4} = 45^\circ\text{C}$

Densidad del gas:  $\rho_{1\_sección4} = 8,136 \frac{kg}{m^3}$

Caudal de aspiración:  $Q_{1\_sección4} = 8849 \frac{m^3}{h}$



La velocidad máxima en la punta del álabes es 0,9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$a_{sección4} = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1_{sección4}}}$$

$$U_{\max\_sección4} = 0,9 \cdot a_{sección4} \quad m/s$$

$$U_{\max\_sección4} = 327,23 \frac{m}{s}$$

El diámetro del impulsor, considerado de entrada radial, es:

$$D_{sección4} = \sqrt{\frac{Q_{1_{sección4}}}{\Phi \cdot U}} \quad m$$

Siendo  $U = 310 \text{ m/s}$  y  $\Phi = 0,1$ .

$$D_{sección4} = 0,282 \text{ m}$$

Se escogerá un diámetro de impulsor radial para la sección 4 de  $D_{sección4} = 0,3 \text{ m}$ .

La velocidad en la punta de los álabes del impulsor en la sección 4 es:

$$U_{sección4} = \frac{V_{giro\_carcasaII} \cdot \pi \cdot D_{sección4}}{60} \quad \frac{m}{s}$$

$$U_{sección4} = 173,3 \frac{m}{s}$$

El *coeficiente de flujo* tiene el valor:

$$\Phi = \frac{Q}{U \cdot D^2}$$

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 173,3 m/s, es:

$$\Phi_{corregido} = 0,16$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,16$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,88$ .

Para la sección 4, se utilizarán 2 impulsores, al igual que en la sección 2. Con los valores calculados de  $\eta_{poly} = 0,78$ ,  $N_{impulsores} = 2$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{corregido} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly\ corregido} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\ corregido} = 0,686$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{corregido} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}}$$

$$n_{corregido} = 1,713$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 4 es:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección4} = Y_{corregido} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección4} = 1578\ m$$

La altura politrópica corregida en la sección 4 es:

$$H_{poly\ corregido\_sección4} = H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección4} \cdot N_{impulsores}\ m$$

$$H_{poly\ corregido\_sección4} = 3156\ m$$

La presión a la descarga de la sección 4 es:

$$P_{2\ corregida\_sección4} = P_{1\_sección4} \cdot \left( \frac{H_{poly\ corregida\_sección4}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección4} \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}}\ bar$$

$$P_{2\ corregida\_sección4} = 10,44\ bar$$

La temperatura a la descarga del compresor en la sección 4 es:

$$T_{2\ corregida\_sección4} = T_{1\_sección4} \cdot \left( \frac{P_{2\ corregida\_sección4}}{P_{1\_sección4}} \right)^{\frac{n_{corregido}-1}{n_{corregido}}}\ K$$

En grados Celsius:

$$T_{2 \text{ corregida\_sección4}} = 88^{\circ}\text{C}$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 4 es:

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección4}} = \frac{P_{2 \text{ corregida\_sección4}}}{\frac{R}{P_M} \cdot T_{2 \text{ corregida\_sección4}}} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{2 \text{ corregida\_sección4}} = 9,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 4 es:

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección4}} = Q_{1\_sección4} \cdot \frac{P_{1\_sección4}}{P_{2 \text{ corregida\_sección4}}} \cdot \frac{T_{2 \text{ corregida\_sección4}}}{T_{1\_sección4}} \cdot Z \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{2 \text{ corregido\_sección4}} = 7397 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La potencia del compresor en la sección 4, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección4}} = m_1 \cdot H_{\text{poly corregido\_sección4}} \quad W$$

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección4}} = 619 \text{ kW}$$

La potencia total sin tener en cuenta las pérdidas, en la carcasa II, será la suma de las potencias de las dos secciones:

$$HP_{TOTAL\_sin \text{ pérdidas\_carcasaII}} = HP_{\text{sin pérdidas\_sección3}} + HP_{\text{sin pérdidas\_sección4}}$$

$$HP_{TOTAL\_sin \text{ pérdidas\_carcasaII}} = 2708 \text{ kW}$$

También utilizando valores típicos del fabricante Elliot®, se tiene una aproximación de las pérdidas que generan los compresores en función de su potencia (ver tabla 15.2). Según el rango de potencia en el que se encuentra el compresor, se tienen unas pérdidas mecánicas del 2,5%.

Así, el rendimiento mecánico es:

$$\eta_{mec} = 0,975$$

La potencia necesaria para mover el eje en la carcasa II es:

$$HP_{TOTAL\_carcasaII} = \frac{HP_{TOTAL\_sin\ pérdidas\_carcasaII}}{\eta_{mec}} \quad W$$

$$HP_{TOTAL\_carcasaII} = 2777 \text{ kW}$$

### 15.2.2.2. Carcasa III

#### Sección 5

Se supone un enfriador externo, con las mismas características que el intercooler entre etapas. El intercambiador entre carcasas también tendrá una pérdida de carga de 0,1 bar y reducirá la temperatura hasta los 45°C.

Los parámetros de entrada en la sección 5 son:

Presión de aspiración:  $P_{1\_sección5} = P_{2\_sección4} - \Delta P = 10,34 \text{ bar}$

Temperatura de aspiración:  $T_{1\_sección5} = 45^\circ\text{C}$

Densidad del gas:  $\rho_{1\_sección5} = 10,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Caudal de aspiración:  $Q_{1\_sección5} = 6572 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

La velocidad máxima en la punta del álabe es 0,9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$a_{sección5} = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección5}}$$

$$U_{\max\_sección5} = 0,9 \cdot a_{sección5} \quad \text{m/s}$$

$$U_{\max\_sección5} = 327,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro del impulsor, considerado de entrada radial, es:

$$D_{sección5} = \sqrt{\frac{Q_{1\_sección5}}{\Phi \cdot U}} \quad \text{m}$$

Siendo  $U = 310 \text{ m/s}$  y  $\Phi = 0,1$ .

$$D_{sección5} = 0,243 \text{ m}$$

Se escogerá un diámetro de  $D_{sección5} = 0,25 \text{ m}$ .

La velocidad en la punta del álabe para los impulsores de la sección 5 se fija, y se toma el valor de  $U_5 = 285 \text{ m/s}$ .

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 285 m/s, es:

$$\Phi_{corregido} = 0,1$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,1$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,997$ .

Para la sección 5, se utilizarán 3 impulsores, al igual que en la sección 1 y 3. Con los valores calculados de  $\eta_{poly} = 0,78$ ,  $N_{impulsores} = 3$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{corregido} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly \text{ corregido}} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly \text{ corregido}} = 0,778$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{corregido} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly \text{ corregido}}}}$$

$$n_{corregido} = 1,581$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 5 es:

$$H_{poly \text{ por impulsor corregido\_sección5}} = Y_{corregido} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly \text{ por impulsor corregido\_sección5}} = 4268 \text{ m}$$

La altura politrópica corregida en la sección 5 es:

$$H_{poly \text{ corregido\_sección5}} = H_{poly \text{ por impulsor corregido\_sección5}} \cdot N_{impulsores} \quad m$$

$$H_{poly\ corregido\_sección5} = 12805\ m$$

La presión a la descarga de la sección 5 es:

$$P_{2\ corregida\_sección5} = P_{1\_sección5} \cdot \left( \frac{H_{poly\ corregida\_sección5}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección5} \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}}\ bar$$

$$P_{2\ corregida\_sección5} = 30,55\ bar$$

La temperatura a la descarga del compresor en la sección 5 es:

$$T_{2\ corregida\_sección5} = T_{1\_sección5} \cdot \left( \frac{P_{2\ corregida\_sección5}}{P_{1\_sección5}} \right)^{\frac{n_{corregido}-1}{n_{corregido}}}\ K$$

En grados Celsius:

$$T_{2\ corregida\_sección5} = 200^{\circ}\text{C}$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 5 es:

$$\rho_{2\ corregida\_sección5} = \frac{P_{2\ corregida\_sección5}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\ corregida\_sección5}}\ \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{2\ corregida\_sección5} = 21,73\ \frac{kg}{m^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 5 es:

$$Q_{2\ corregido\_sección5} = Q_{1\_sección5} \cdot \frac{P_{1\_sección5}}{P_{2\ corregida\_sección5}} \cdot \frac{T_{2\ corregida\_sección5}}{T_{1\_sección5}} \cdot Z\ \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2\ corregido\_sección5} = 3313\ \frac{m^3}{h}$$

Velocidad de giro del eje de la carcasa III (tanto para la sección 5 como para la sección 6):

$$V_{giro\_carcasaIII} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D}\ rpm$$

$$V_{giro\_carcasaIII} = 21772 \text{ rpm}$$

La potencia del compresor en la sección 5, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{sin \text{ pérdidas\_sección5}} = m_1 \cdot H_{poly \text{ corregido\_sección5}} \quad W$$

$$HP_{sin \text{ pérdidas\_sección5}} = 2512 \text{ kW}$$

### Sección 6

Los parámetros de entrada en la sección 6 son:

$$\text{Presión de aspiración:} \quad P_{1\_sección6} = P_{2\_sección5} - \Delta P = 30,45 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura de aspiración:} \quad T_{1\_sección6} = 45^\circ\text{C}$$

$$\text{Densidad del gas:} \quad \rho_{1\_sección6} = 32,25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Caudal de aspiración:} \quad Q_{1\_sección6} = 2233 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La velocidad máxima en la punta del álabe es 0,9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$a_{sección6} = \sqrt{k \cdot Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección6}}$$

$$U_{\max\_sección6} = 0,9 \cdot a_{sección6} \quad \text{m/s}$$

$$U_{\max\_sección6} = 327,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro del impulsor, considerado de entrada radial, es:

$$D_{sección6} = \sqrt{\frac{Q_{1\_sección6}}{\Phi \cdot U}} \quad \text{m}$$

Siendo  $U = 310 \text{ m/s}$  y  $\Phi = 0,1$ .

$$D_{sección6} = 0,141 \text{ m}$$

Se escogerá un diámetro de impulsor radial para la sección 6 de  $D_{sección6} = 0,15 \text{ m}$ .

La velocidad en la punta de los álabes del impulsor en la sección 6 es:

$$U_{sección6} = \frac{V_{giro\_carcasaIII} \cdot \pi \cdot D_{sección6}}{60} \quad \frac{m}{s}$$

$$U_{sección6} = 171 \quad \frac{m}{s}$$

El *coeficiente de flujo* tiene el valor:

$$\Phi = \frac{Q}{U \cdot D^2}$$

El valor en segunda aproximación, del coeficiente de flujo, dada la velocidad de 171 m/s, es:

$$\Phi_{corregido} = 0,16$$

Con el valor de coeficiente de flujo  $\Phi = 0,16$  entramos en la figura 15.1 y obtenemos un valor de factor de corrección  $FC = 0,88$ .

Para la sección 6, se utilizarán 2 impulsores, al igual que en la sección 2 y 4. Con los valores calculados de  $\eta_{poly} = 0,78$ ,  $N_{impulsores} = 2$  y tipo de impulsor cerrado (curva de color verde) entramos en la figura 15.3 y obtenemos un coeficiente de altura politrópica  $Y_{corregido} = 1,03$ , como segunda aproximación.

El rendimiento politrópico corregido es:

$$\eta_{poly\ corregido} = FC \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\ corregido} = 0,686$$

El exponente politrópico corregido:

$$n_{corregido} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}}$$

$$n_{corregido} = 1,713$$

La altura politrópica por impulsor en la sección 6 es:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección6} = Y_{corregido} \cdot \frac{U^2}{2} \frac{J}{kg}$$

En metros:

$$H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección6} = 1536 \text{ m}$$



La altura politrópica corregida en la sección 6 es:

$$H_{poly\ corregido\_sección6} = H_{poly\ por\ impulsor\ corregido\_sección6} \cdot N_{impulsores} \quad m$$

$$H_{poly\ corregido\_sección6} = 3071 \quad m$$

La presión a la descarga de la sección 6 es:

$$P_{2\ corregida\_sección6} = P_{1\_sección6} \cdot \left( \frac{H_{poly\ corregida\_sección6}}{Z \cdot \frac{R}{PM} \cdot T_{1\_sección6} \cdot \frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} + 1 \right)^{\frac{k \cdot \eta_{poly\ corregido}}{k-1}} \quad bar$$

$$P_{2\ corregida\_sección6} = 41,1 \quad bar$$

Como se ha estimado previamente, con un total de 15 impulsores, se ha conseguido obtener la presión a la descarga de 40.

La temperatura a la descarga del compresor en la sección 6 es:

$$T_{2\ corregida\_sección6} = T_{1\_sección6} \cdot \left( \frac{P_{2\ corregida\_sección6}}{P_{1\_sección6}} \right)^{\frac{n_{corregido}^{-1}}{n_{corregido}}} \quad K$$

En grados Celsius:

$$T_{2\ corregida\_sección6} = 87^{\circ}C$$

La densidad del gas a la descarga del compresor en la sección 6 es:

$$\rho_{2\ corregida\_sección6} = \frac{P_{2\ corregida\_sección6}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\ corregida\_sección6}} \quad \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{2\ corregida\_sección6} = 38,41 \quad \frac{kg}{m^3}$$

El caudal a la descarga del compresor en la sección 6 es:

$$Q_{2\ corregido\_sección6} = Q_{1\_sección6} \cdot \frac{P_{1\_sección6}}{P_{2\ corregida\_sección6}} \cdot \frac{T_{2\ corregida\_sección6}}{T_{1\_sección6}} \cdot Z \quad \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{2\ corregido\_sección6} = 1874 \quad \frac{m^3}{h}$$

La potencia del compresor en la sección 6, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a los componentes mecánicos:

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección6}} = m_1 \cdot H_{\text{poly corregido\_sección6}} \quad W$$

$$HP_{\text{sin pérdidas\_sección6}} = 602 \text{ kW}$$

La potencia total sin tener en cuenta las pérdidas, en la carcasa III, será la suma de las potencias de las dos secciones:

$$HP_{\text{TOTAL\_sin pérdidas\_carcasaIII}} = HP_{\text{sin pérdidas\_sección5}} + HP_{\text{sin pérdidas\_sección6}}$$

$$HP_{\text{TOTAL\_sin pérdidas\_carcasaIII}} = 3114 \text{ kW}$$

También utilizando valores típicos del fabricante Elliot®, se tiene una aproximación de las pérdidas que generan los compresores en función de su potencia (ver tabla 15.2). Según el rango de potencia en el que se encuentra el compresor, se tienen unas pérdidas mecánicas del 2,5%.

Así, el rendimiento mecánico es:

$$\eta_{\text{mec}} = 0,975$$

La potencia necesaria para mover el eje en la carcasa III es:

$$HP_{\text{TOTAL\_carcasaIII}} = \frac{HP_{\text{TOTAL\_sin pérdidas\_carcasaIII}}}{\eta_{\text{mec}}} \quad W$$

$$HP_{\text{TOTAL\_carcasaIII}} = 3194 \text{ kW}$$

La potencia total del compresor será la suma de las tres carcasas:

$$HP_{\text{TOTAL\_COMPRESOR}} = HP_{\text{TOTAL\_carcasaI}} + HP_{\text{TOTAL\_carcasaII}} + HP_{\text{TOTAL\_carcasaIII}}$$

$$HP_{\text{TOTAL\_COMPRESOR}} = 8670 \text{ kW}$$

Dada la elevada potencia que se requiere para mover el eje del compresor, lo mejor es utilizar una turbina. La turbina a utilizar requerirá una potencia de 8,7 MW.

Todo el desarrollo del cálculo numérico para el compresor con intercooler entre secciones se encuentra en el Anexo V.

También es importante mencionar que cada carcasa gira a diferentes revoluciones, de menos a más. Por ello, entre cada carcasa es necesario instalar cajas de engranajes que actúen como amplificadores.

El conjunto global del diseño realizado en el compresor incluye:

- Tres intercoolers, entre secciones
- Dos refrigeradores exteriores, entre carcasas
- Dos cajas de engranajes que aumenten la velocidad de giro, entre carcasas.



## 16. Resultados finales

### 16.1. Caso A: caso sin intercooler

	CARCASA I
Gas	Propano
Peso molecular (g/mol)	44,237
Factor de compresibilidad	0,975
Coeficiente $k$	1,131
Rendimiento politrópico	0,77
Exponente politrópico	1,177

Presión de aspiración (bar)	1,4
Temperatura de aspiración (°C)	5
Presión de descarga (bar)	7,35
Temperatura de descarga (°C)	84,05
Caudal de aspiración (m <sup>3</sup> /h)	17552
Caudal de descarga (m <sup>3</sup> /h)	4187
Densidad del gas en la aspiración (kg/m <sup>3</sup> )	2,678
Densidad del gas en la descarga (kg/m <sup>3</sup> )	10,946

Coeficiente de flujo	0,1
Coeficiente de altura politrópica	1,01
Factor de corrección	0,997
Rendimiento politrópico corregido	0,768
Exponente politrópico corregido	1,178

Tipo de impulsor	Entrada radial
Número de impulsores	5
Diámetro del impulsor (m)	0,5
Velocidad en la punta del álabe (m/s)	195
Número de Mach	0,81

Altura politrópica (m)	9791
Altura politrópica por impulsor (m)	1958
Altura politrópica máxima por impulsor (m)	21673

Velocidad de giro (rpm)	7448
Potencia, sin pérdidas (kW)	1286
Pérdidas mecánicas (%)	3
Potencia total del compresor (MW)	1,33

También se ha desarrollado en Mathcad© la representación teórica de la curva del compresor, que se puede ver detalladamente en el anexo III. En la figura 16.1 se representa la curva de la altura politrópica en metros en función del caudal másico en kilogramos por segundo.

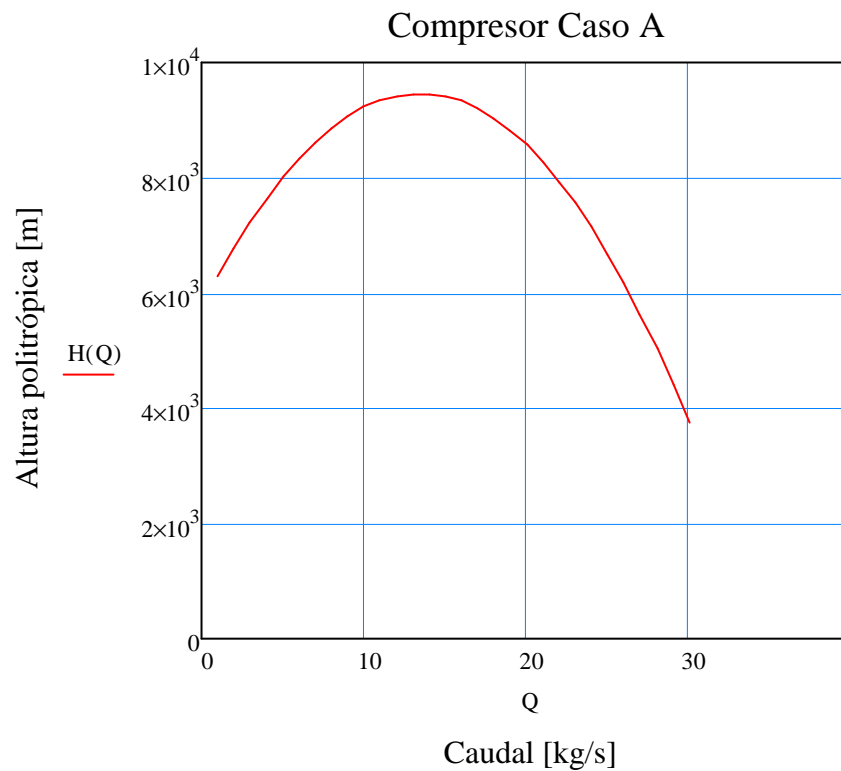


Figura 16.1. Curva teórica del compresor diseñado en el caso A, sin intercoolers.

## 16.2. Caso B: caso con intercooler

	CARCASA I	CARCASA II	CARCASA III
	Nitrógeno	Nitrógeno	Nitrógeno
Peso molecular (g/mol)	28,013	28,013	28,013
Factor de compresibilidad	1	1	1
Coeficiente $k$	1,4	1,4	1,4
Rendimiento politrópico	0,78	0,78	0,78
Exponente politrópico	1,578	1,578	1,578

	Sección 1	Sección 2	Sección 3	Sección 4	Sección 5	Sección 6
Presión de aspiración (bar)	1	2,44	3,1	7,68	10,34	30,45
Temperatura de aspiración (°C)	40	45	45	45	45	45
Presión de descarga (bar)	2,54	3,2	7,78	10,44	30,55	41,08
Temperatura de descarga (°C)	177,13	83,15	182,13	88,4	200,45	87,24
Caudal de aspiración (m <sup>3</sup> /h)	66917	27867	21914	8849	6572	2233
Caudal de descarga (m <sup>3</sup> /h)	37888	23775	12501	7397	3313	1874
Densidad del gas en la aspiración (kg/m <sup>3</sup> )	1,08	2,58	3,29	8,14	10,96	32,25
Densidad del gas en la descarga (kg/m <sup>3</sup> )	1,9	3,03	5,76	9,73	21,73	38,41

Coeficiente de flujo	0,12	0,19	0,12	0,16	0,1	0,16
Coeficiente de altura politrópica	1,03		1,03		1,03	
Factor de corrección	0,94	0,88	0,94	0,88	0,997	0,88
Rendimiento politrópico corregido	0,733	0,686	0,733	0,686	0,778	0,686
Exponente politrópico corregido	1,638	1,713	1,638	1,713	1,581	1,713

Tipo de impulsor	Entrada radial		Entrada radial		Entrada radial	
Número de impulsores	3	2	3	2	3	2
Diámetro del impulsor (m)	0,8	0,5	0,45	0,3	0,25	0,15
Velocidad en la punta del álabe (m/s)	260	162,5	260	173,3	285	171
Número de Mach	0,72	0,45	0,72	0,48	0,78	0,47

Altura politrópica (m)	10650	2773	10650	3156	12805	3071
Altura politrópica por impulsor (m)	3550	1387	3550	1578	4268	1536
Altura politrópica máxima por impulsor (m)	10873	12072	11900	12072	11759	12072

Velocidad de giro (rpm)	6207		11035		21772	
Potencia, sin pérdidas (kW)	2089	544	2089	619	2512	602
Pérdidas mecánicas (%)	2,5		2,5		2,5	
Potencia total (kW)	2700		2777		3194	
Potencia total del compresor (MW)	8,67					

El caso B es más complejo que el caso A debido a la instalación de intercoolers entre secciones y dada la mayor relación de compresión. Por ello, para el caso B se muestran los resultados obtenidos mediante curvas.

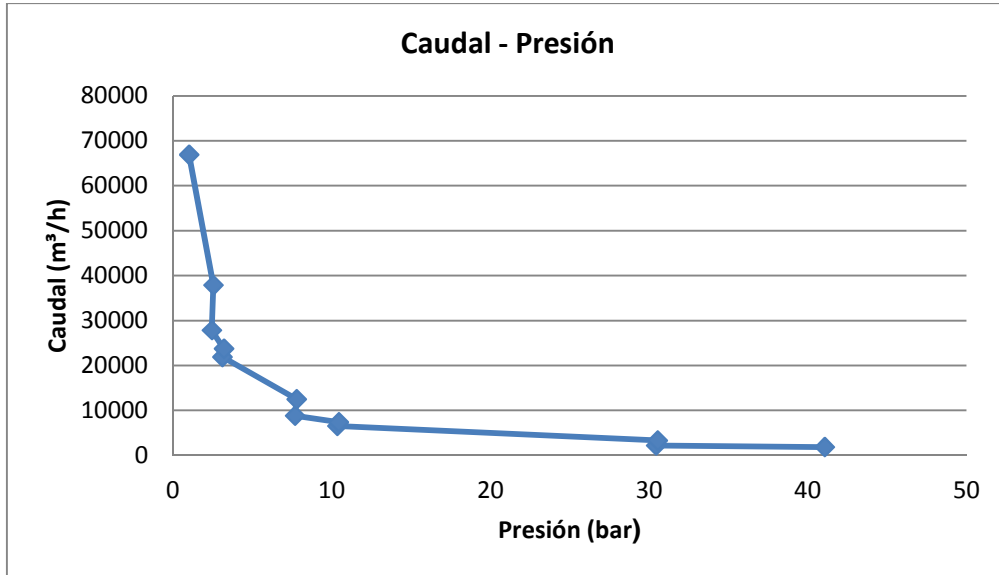


Figura 16.2. Representación gráfica del caudal en función de la presión.

En la figura 16.2 se representa el caudal en función de la presión. Se puede observar que a medida que la presión aumenta, el caudal disminuye. Esto es normal debido a que el área de paso entre los álabes va haciéndose cada vez más pequeño, y por consiguiente, el caudal que circula a través de los álabes es más pequeño. Es importante destacar que en la sección 5, en la que se pasa de 10 a 30 bares, este aumento de presión tan considerable se debe a que la velocidad en la punta del álabe es superior y sin embargo el diámetro del impulsor es más pequeño. Esto genera un salto politrópico elevado, lo que da lugar a un salto tan grande de la presión.

En la figura 16.3 se representa la densidad en función de la presión. Como ocurre en todos los gases, si la presión aumenta, la densidad también lo hace. Al igual que en la figura 16.2, cada salto se debe al cambio de sección, y por tanto, al cambio de velocidad y de geometría del álabe. Se puede apreciar que en el salto entre secciones y entre carcasas la presión permanece prácticamente constante, ya que la pérdida de presión debido a los intercoolers es de 0,1 bar, despreciable.



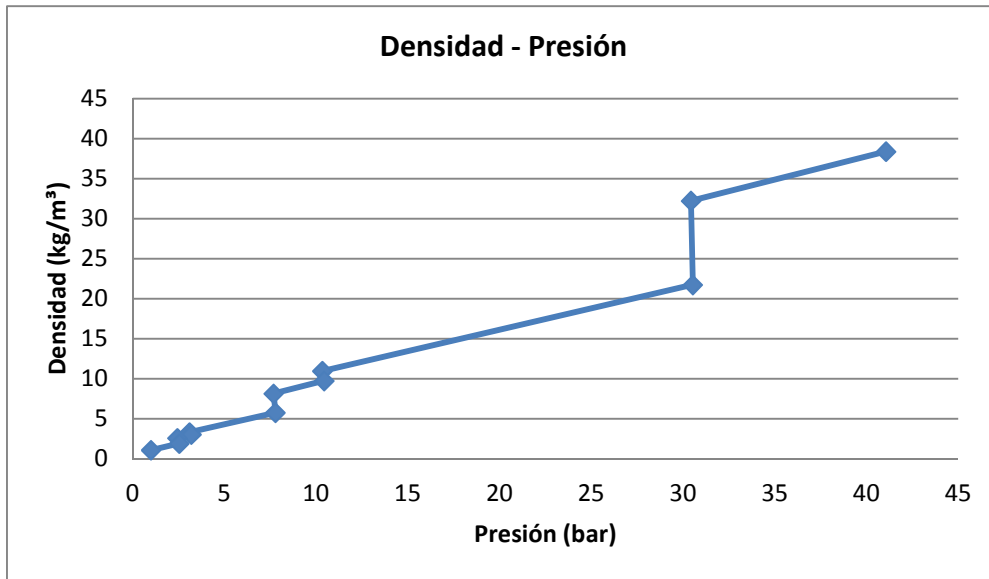


Figura 16.3. Representación gráfica de la densidad en función de la presión.

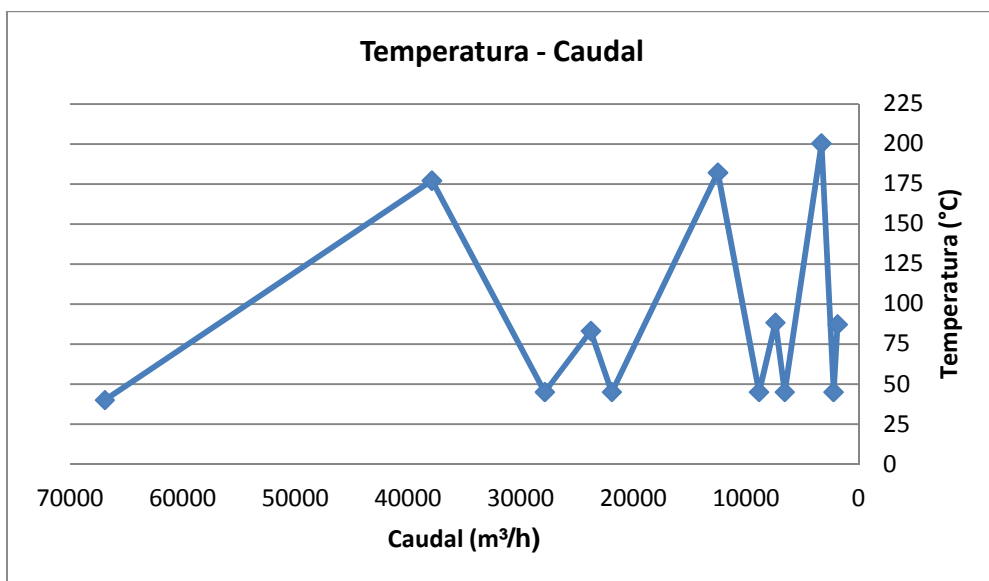


Figura 16.4. Representación gráfica de la temperatura en función del caudal.

En las figuras 16.4 y 16.5 se representan la temperatura en función del caudal y la presión, respectivamente. Se pueden apreciar los cambios que se producen debido a la instalación de intercoolers. Las temperaturas a la descarga de cada sección son elevadas y por eso se recomendó la utilización de enfriadores para evitar que los componentes internos se deteriorasen. Los intercoolers que se han utilizado enfrían el gas hasta los 45°C. Después de cada pico de bajada, se eleva la temperatura hasta aproximadamente 75-80°C. Esto se debe a que la relación de compresión en las secciones pares (2, 4 y 6) es pequeña, y por tanto, el incremento de temperatura será también menor. De ahí que a la salida de estas secciones no

se alcancen temperaturas de 180°C, que es donde están situados los sellos mecánicos (los sellos mecánicos sirven para que el gas no fugue al exterior, que es el salto entre carcasas).

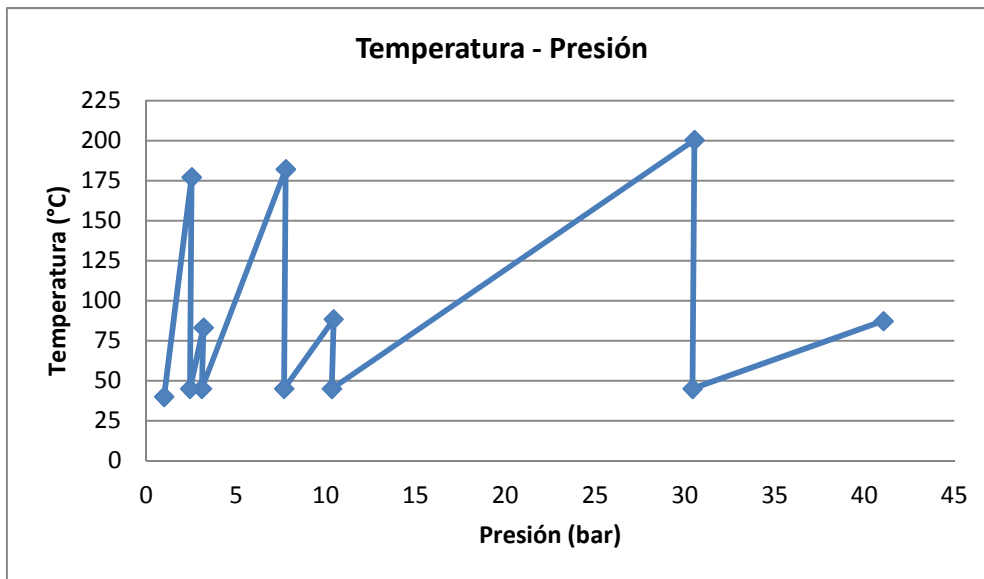


Figura 16.5. Representación gráfica de la temperatura en función de la presión.

En la figura 16.6 se representa la altura politrópica en función del caudal. Se puede observar que debido a la disminución de temperatura por parte de los intercoolers, la altura politrópica disminuye. Por eso los picos de altura máxima se producen cuando las temperaturas son mayores, es decir, en la descarga de las secciones impares (1, 3 y 5).

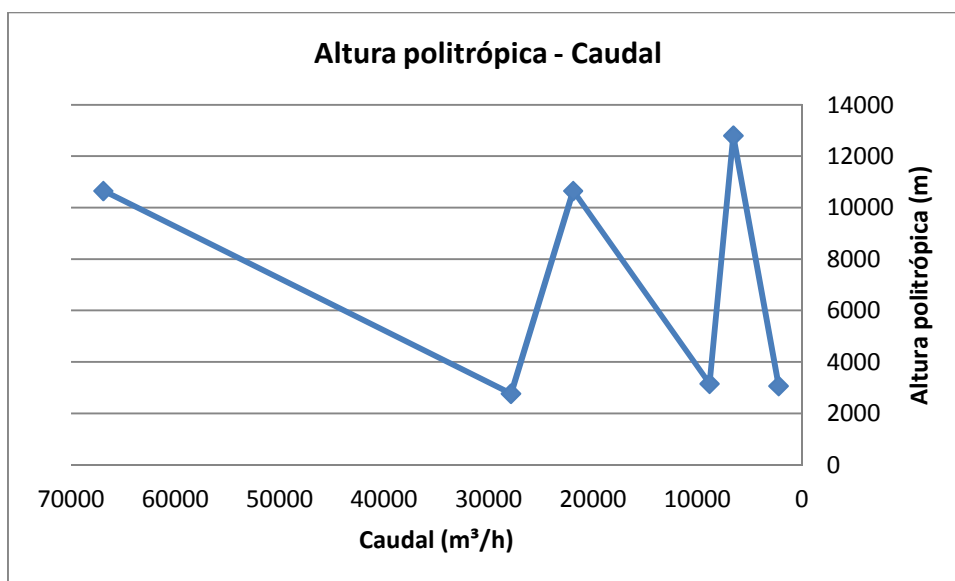


Figura 16.6. Representación gráfica de la altura politrópica en función del caudal.

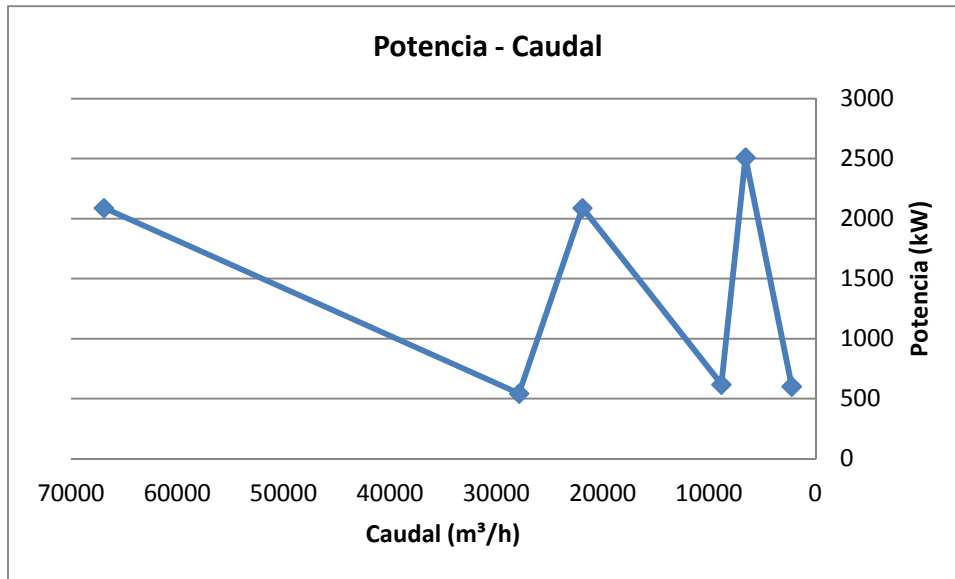


Figura 16.7. Representación gráfica de la potencia (sin pérdidas) en función del caudal.

En la figura 16.7 se representa la potencia en función del caudal. Esta curva es muy similar a la de la altura politrópica, la figura anterior. Esto se debe a que la potencia está sumamente ligada a la altura politrópica. El factor de diferencia que existe entre ellas es el flujo másico. Por eso, el comportamiento de las curvas es exactamente el mismo pero, en el caso de la potencia, multiplicado por el valor del flujo másico. Debido a que en las secciones pares (2,4 y 6) la velocidad en la punta del álabe es menor y el diámetro a su vez es menor que en las secciones impares (1,3 y 5), la potencia también será menor, ya que la velocidad de giro del eje es la misma para cada par de secciones (la misma para cada carcasa). La potencia total será la suma de todas ellas.

En la figura 16.8 se representa la curva de la altura politrópica en metros en función del caudal másico en kilogramos por segundo. El desarrollo matemático se puede encontrar en el anexo VI.

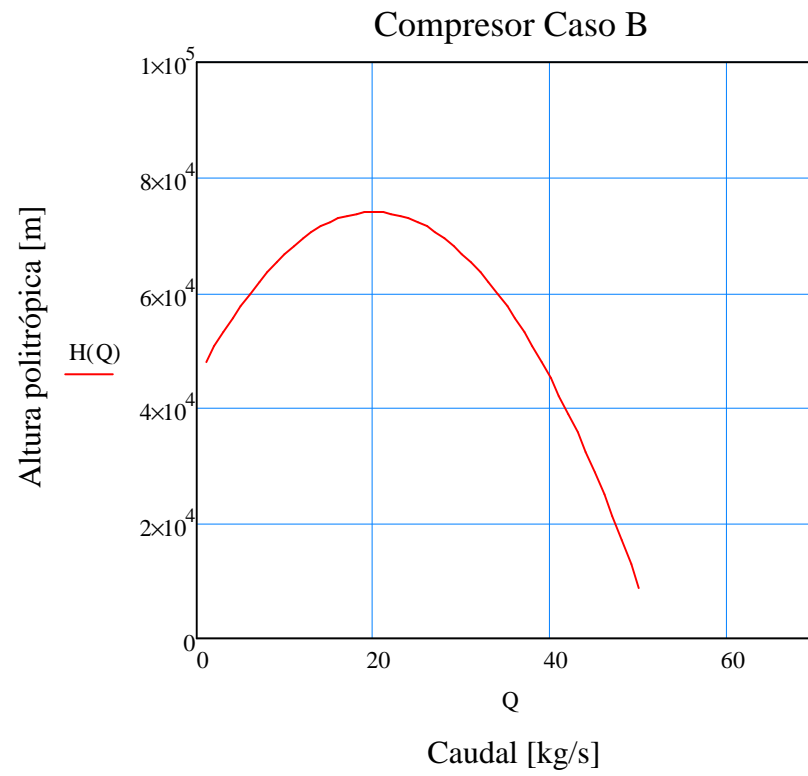


Figura 16.8. Curva teórica del compresor diseñado en el caso B, con intercoolers.

## 17. Conclusiones

A través del programa Mathcad© se puede conocer en profundidad las características más importantes que gobiernan el diseño de un compresor centrífugo. Uno de los aspectos importantes que tiene este programa es que, variando uno o dos parámetros, se pueden obtener los resultados finales sin necesidad de volver a escribir las ecuaciones. Y “jugando” con estos parámetros se pueden alcanzar resultados satisfactorios en cuestión de segundos.

Únicamente variando los valores de la velocidad en la punta de los álabes, se ha conseguido obtener uno u otro valor de presión a la descarga. Éste ha sido el único valor que ha cambiado, y eso es algo que le proporciona sencillez al programa. El valor de esta velocidad se varía colocando álabes guía a la entrada del impulsor. De esta manera se consigue obtener ángulos y velocidades de salida del álabe distintas, sin necesidad de cambiar el diámetro del impulsor.

La presión que se ha obtenido a la descarga es ligeramente superior a la deseada. Esto ocurre porque no se han realizado iteraciones sobre el propio programa para llegar a un resultado exacto. De todos modos, el obtener una presión superior no supone un problema. Lo malo sería no llegar a conseguir la presión deseada.

Una vez que se han escrito las ecuaciones que definen el diseño del compresor, utilizando únicamente los datos de entrada (presión, temperatura y propiedades del gas) y conociendo la presión deseada a la salida, por medio del programa y utilizando tablas, se pueden obtener resultados muy próximos a la realidad.

A través de las curvas obtenidas, se puede apreciar cómo se comportan las propiedades termodinámicas dependiendo del rango de operación en el que se encuentren, lo cual resulta útil a la hora de entender el funcionamiento de la máquina térmica.

Obviamente, al tratarse de un código generado en un programa matemático, y aunque se han utilizado valores experimentales tabulados, los resultados no van a ser exactamente iguales a los que se obtendrían de un fabricante de compresores. Pero sí se puede confiar en los resultados finales, pues están basados en teorías termodinámicas y no hay ningún coeficiente experimental aplicado.

Es importante destacar que la compresibilidad del gas  $Z$  se ha tomado como constante a lo largo del proceso de compresión, lo cual no es del todo cierto. El factor de compresibilidad depende de la presión y temperatura, por lo que en cada etapa de compresión este factor variará. Lo mismo ocurre con el factor  $k$ , también se ha considerado constante a lo largo del diseño del compresor. Esto no supone un margen de error elevado, por lo que la aproximación se puede considerar aceptable.

Como se ha podido observar con los resultados del diámetro de los impulsores, para obtener un aumento de la presión se han utilizado diámetros de diferentes tamaños, siendo el más pequeño el que produce la presión más elevada, figura 17.1. Pero esto no siempre es así. Se pueden utilizar compresores, como el de la figura 17.2, en el que los diámetros son iguales.

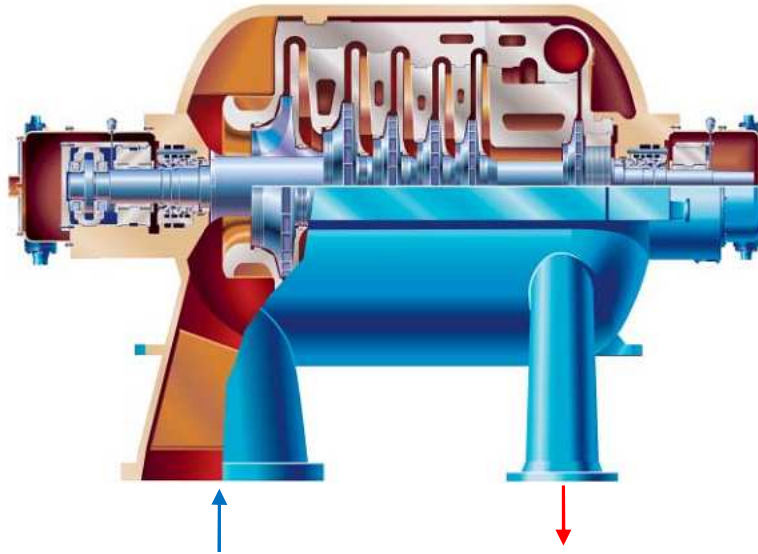


Figura 17.1. Compresor centrífugo GE con impulsores escalonados (diferente diámetro).

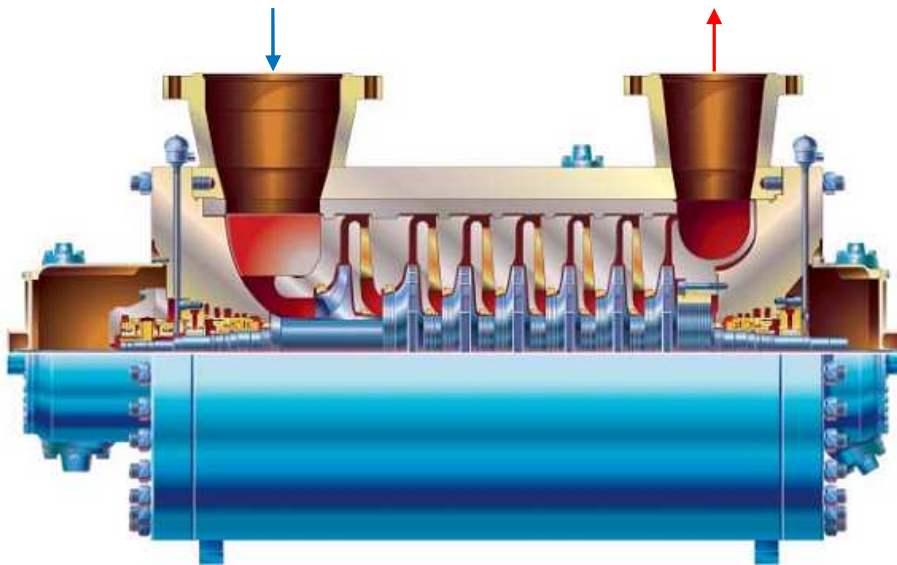


Figura 17.2. Compresor centrífugo GE con impulsores de igual diámetro.

Normalmente, en compresores de varias carcasas, los impulsores tienen diferentes diámetros por carcasa.

A la hora de distribuir los impulsores a lo largo del compresor, no siempre se pueden colocar como uno quiere. En nuestro caso, para el caso B en el que el compresor necesitaba 15 impulsores para lograr el salto de energía especificado, la carcasa que se utilizaba como modelo del fabricante Elliot© lo limitaba a 6 impulsores. Comprobando con las siguientes combinaciones se ha obtenido:

- Distribución 1 (Total 15 impulsores):

Sección 1: 3 impulsores	Sección 3: 3 impulsores	Sección 5: 3 impulsores
Sección 2: 2 impulsores	Sección 4: 2 impulsores	Sección 6: 2 impulsores

- Distribución 2 (Total 15 impulsores):

Sección 1: 4 impulsores	Sección 3: 4 impulsores	Sección 5: 3 impulsores
Sección 2: 2 impulsores	Sección 4: 2 impulsores	Sección 6: -

- Distribución 3 (Total 15 impulsores):

Sección 1: 3 impulsores	Sección 3: 3 impulsores	Sección 5: 3 impulsores
Sección 2: 3 impulsores	Sección 4: 3 impulsores	Sección 6: -

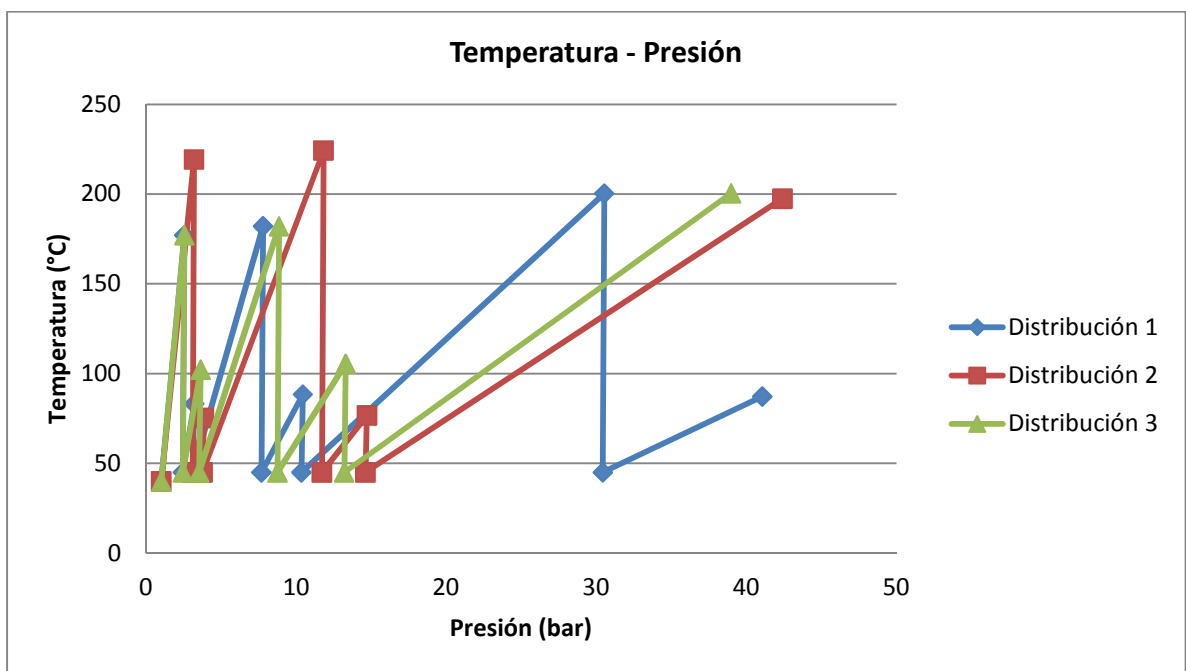


Figura 17.3. Representación gráfica de la temperatura en función de la presión.

En la figura 17.3 se puede observar el diferente comportamiento del gas para cada distribución. La distribución 2 (color rojo) alcanza la presión deseada de 40 bar, pero sin embargo, descarga a temperaturas más elevadas que el resto, lo que supondría utilizar un intercambiador de calor con mejores prestaciones, y por tanto, económicamente más caro. La distribución 1 (color azul) es la que se ha utilizado como ejemplo en el caso B. Alcanza los 40 bar y no excede los 200°C, por lo que parece la mejor opción. La distribución 3 (color verde) tampoco sería una mala opción si no fuera porque no llega a alcanzar los 40 bar. Su

comportamiento térmico es muy parecido al de la distribución 2. Las curvas se han obtenido para las mismas condiciones de operación.

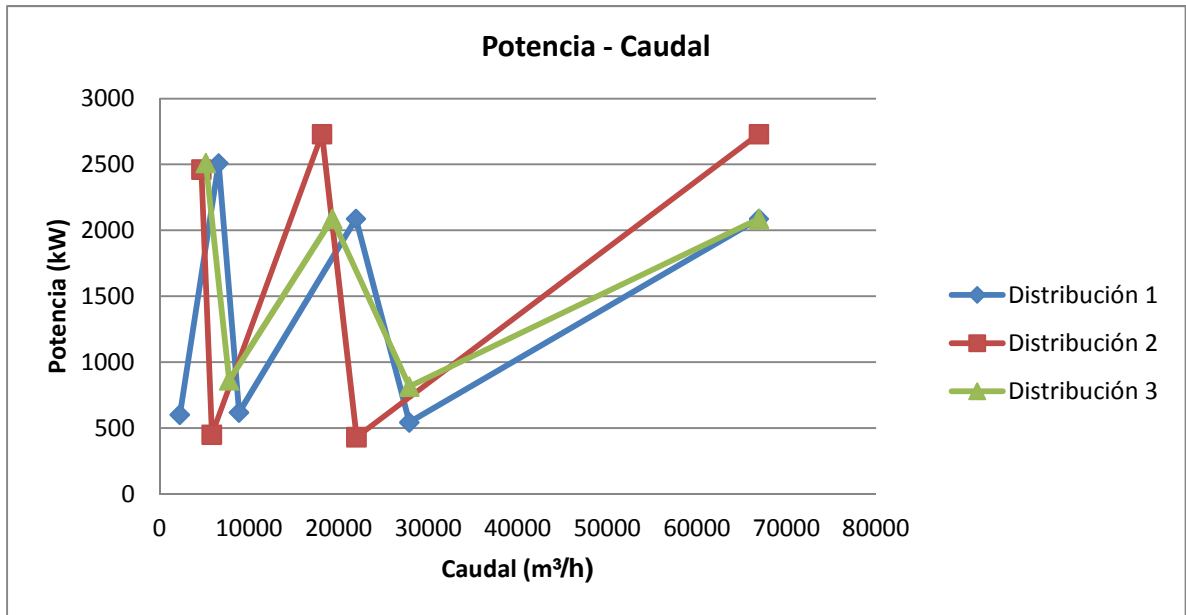


Figura 17.4. Representación gráfica del caudal en función de la potencia.

En la figura 17.4 se puede apreciar que para la distribución 2 se obtienen mayores potencias. Eso significaría tener que colocar una máquina impulsora mayor, lo que supone más costes.

A la hora de obtener el diámetro, obtenemos lo siguiente:

	Distribución 1	Distribución 2	Distribución 3
Sección 1	0.8	0.8	0.8
Sección 2	0.5	0.44	0.5
Sección 3	0.45	0.4	0.42
Sección 4	0.3	0.22	0.27
Sección 5	0.25	0.2	0.22
Sección 6	0.15	-	-

Tabla 17.1. Diámetros obtenidos de las diferentes distribuciones.

Como se puede observar en la tabla 17.1, los diámetros varían unas décimas, por lo que el coste de su fabricación no se tiene en cuenta en comparación con el coste de una máquina impulsora (motor eléctrico o turbina) más potente.



Por lo que se comprueba que la configuración óptima del compresor con estas condiciones de operación es la distribución 1.

Con la bibliografía utilizada en este proyecto, se da suficiente información para que el lector pueda profundizar un poco más en el mundo del compresor. El compresor, como se ha visto a lo largo de los capítulos, no es solamente una máquina rotativa que comprime gas. Como su propia denominación indica, al ser una máquina térmica rotativa, sus componentes se verán sometidos a rozamientos debidos a la rotación. Está formado por un conjunto de sistemas auxiliares que son necesarios para que funcione correctamente, tales como el sistema de lubricación, el sistema de anti-surge, los sellos mecánicos, los acoplamientos motor-compresor, los sistemas de venteo, etc. Por ello, considero este proyecto como una breve introducción al mundo de los compresores, para que el lector pueda entender, de manera sencilla, su comportamiento interno.



## 18. Bibliografía

### Libros:

- Forsthoffer, William E., ***Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks: Compressors***, Elsevier Science & Technology Books, vol. 3, 2005.
- Fuel Gas Engineering Practices, ***Gas Engineers Handbook***, The Industrial Press, 1965.
- Turbomachinery Technology Seminar, ***The Application of Dry Seals and Magnetic Bearings to Centrifugal Gas Compressors***, CATERPILLAR Solar Turbines, 1989.
- Leon Sapiro, ***Centrifugal Gas Compressors Basic Aero-thermodynamic Concepts for Selection and Performance Evaluation***, CATERPILLAR Solar Turbines, 1980.
- Bibiana del C. Hernández Hernández, ***Acoplamientos***, 2009
- Elliot Turbomachinery, ***Elliot multistage compressors***, Bulletin P-25A, 1975.
- API Standard 617, ***Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services***, American Petroleum Institute, 7ª Edición, 2002.
- E.W. McAllister, ***Pipeline Rules of Thumb Handbook***, Elsevier, 7ª Edición, 2009.
- Royce N. Brown, ***Compressors, Selection and Sizing***, Butterworth-Heinemann, 2ª Edición, 1997.
- Antonio Lecuona Newman y José Ignacio Nogueira Goriba, ***Turbomáquinas: Procesos, análisis y tecnología***, Ariel Ciencia y Tecnología, 1ª Edición, 2000.
- Claudio Mataix, ***Turbomáquinas Térmicas***, Inversiones Editoriales, 3ª Edición, 1978.
- Pedro Fernández Díez, ***Compresores***, Biblioteca sobre Ingeniería Energética, 2009.
- Thomassen Compression Systems, ***Centrifugal Compressors, Basic Laws & Thermodynamics***, Business Unit Training, 2004.

### Artículos de revista:

- Diego Álvarez de los Corrales Melgar, "Manual de compresores alternativos", ***Ingeniería Química***, 1986-1987.
- K. Majumdar, "Understand centrifugal compressor, equipment interaction", ***Hydrocarbon Processing***, 1995.

### Páginas web:

- [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com), "Wikipedia, la enciclopedia libre"
- [www.kaeser.es](http://www.kaeser.es), "Kaeser Compresores España"
- [www.rolls-royce.com](http://www.rolls-royce.com), "Pipeline Compressors- Rolls-Royce"
- [www.elliott-turbo.com](http://www.elliott-turbo.com), "Elliot Turbomachinery"
- [www.compressor-systems.com](http://www.compressor-systems.com), "Compressor Systems Inc."
- <http://site.ge-energy.com/>, "GE Oil & Gas - Nuovo Pignone"



# ANEXO I



## CASO A: Propiedades del gas

Introducir la composición molar de cada uno de los compuestos de la mezcla gaseosa:

		% comp.	MW Tcrit (K) Pcrit (bar) k			
Compuestos :=	"Metano"	0	Propiedades :=	16.043	190.6	46 1.315
	"Nitrógeno"	0		28.013	126.2	33.9 1.4
	"Dióxido de Azufre"	0		64.063	430.8	78.8 1.27
	"Dióxido de Carbono"	0		44.010	304.2	73.8 1.295
	"Acetileno"	0		26.038	308.3	61.4 1.23
	"Eteno"	0		28.054	282.4	50.4 1.24
	"Etano"	5		30.07	305.4	48.8 1.18
	"Propano"	89		44.097	369.8	42.4 1.13
	"Agua"	0		18.015	647.3	220.9 1.33
	"Sulfuro de Hidrógeno"	0		34.08	373.2	89.4 1.32
	"Hidrógeno"	0		2.016	33.2	13 1.412
	"Monóxido de Carbono"	0		28.010	132.9	35 1.395
	"Oxígeno"	0		31.999	154.6	50.5 1.397
	"i-Butano"	0		58.123	408.2	36.5 1.11
	"n-Butano"	6		58.123	425.2	38 1.1
	"i-Pentano"	0		72.15	460.4	33.9 1.076
	"n-Pentano"	0		72.15	469.7	33.7 1.07
	"n-Hexano"	0		86.177	507.5	30.1 1.062
	"n-Heptano"	0		100.204	540.3	27.4 1.052
	"n-Octano"	0		114.231	568.8	24.9 1.046
	"Helio"	0		4.0026	5.19	2.27 1.66
	"Argón"	0		39.948	150.8	48.7 1.668

Las condiciones a las que opera el gas o mezcla de gases son:

Temperatura del gas, °C  $t := 5$   $T := (t + 273.15)K$

$$T = 278.15 K$$

Presión del gas  $P := 1.4bar$

A continuación se definen las variables que se van a utilizar para calcular las propiedades del gas o mezcla de gases.

### Definición de las variables y asignación de las columnas de la matriz:

$$\text{Cfrac} := \frac{\text{Compuestos}^{(1)}}{100} \quad \text{C\%} := \text{Compuestos}^{(1)} \quad \text{PM} := \text{Propiedades}^{(0)} \quad \text{Tc} := \text{Propiedades}^{(1)}$$

$$\text{Pc} := \text{Propiedades}^{(2)} \quad \text{k} := \text{Propiedades}^{(3)}$$

$$\text{Sum\_}\% := \left( \begin{array}{l} \text{C\%}_0 + \text{C\%}_1 + \text{C\%}_2 + \text{C\%}_3 + \text{C\%}_4 + \text{C\%}_5 + \text{C\%}_6 + \text{C\%}_7 + \text{C\%}_8 + \text{C\%}_9 + \text{C\%}_{10} \dots \\ + \text{C\%}_{11} + \text{C\%}_{12} + \text{C\%}_{13} + \text{C\%}_{14} + \text{C\%}_{15} + \text{C\%}_{16} + \text{C\%}_{17} + \text{C\%}_{18} + \text{C\%}_{19} \dots \\ + \text{C\%}_{20} + \text{C\%}_{21} \end{array} \right)$$

$$\text{Sum\_}\% = 100$$

$$\text{Sum\_frac} := \left( \begin{array}{l} \text{Cfrac}_0 + \text{Cfrac}_1 + \text{Cfrac}_2 + \text{Cfrac}_3 + \text{Cfrac}_4 + \text{Cfrac}_5 + \text{Cfrac}_6 + \text{Cfrac}_7 + \text{Cfrac}_8 \dots \\ + \text{Cfrac}_9 + \text{Cfrac}_{10} + \text{Cfrac}_{11} + \text{Cfrac}_{12} + \text{Cfrac}_{13} + \text{Cfrac}_{14} + \text{Cfrac}_{15} + \text{Cfrac}_{16} \dots \\ + \text{Cfrac}_{17} + \text{Cfrac}_{18} + \text{Cfrac}_{19} + \text{Cfrac}_{20} + \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right)$$

$$\text{Sum\_frac} = 1$$

### Peso molecular de la composición del gas:

$$\text{PM}_k := \left( \begin{array}{l} \text{PM}_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + \text{PM}_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + \text{PM}_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + \text{PM}_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + \text{PM}_4 \cdot \text{Cfrac}_4 \dots \\ + \text{PM}_5 \cdot \text{Cfrac}_5 + \text{PM}_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + \text{PM}_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + \text{PM}_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + \text{PM}_9 \cdot \text{Cfrac}_9 \dots \\ + \text{PM}_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} + \text{PM}_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} + \text{PM}_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + \text{PM}_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} \dots \\ + \text{PM}_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + \text{PM}_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} + \text{PM}_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} + \text{PM}_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} \dots \\ + \text{PM}_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + \text{PM}_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + \text{PM}_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} + \text{PM}_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right) \cdot 1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

$$\boxed{\text{PM}_k = 44.237 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}}$$

### Temperatura crítica de la composición del gas:

$$\text{T}_{\text{crk}} := \left( \begin{array}{l} \text{Tc}_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + \text{Tc}_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + \text{Tc}_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + \text{Tc}_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + \text{Tc}_4 \cdot \text{Cfrac}_4 + \text{Tc}_5 \cdot \text{Cfrac}_5 \dots \\ + \text{Tc}_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + \text{Tc}_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + \text{Tc}_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + \text{Tc}_9 \cdot \text{Cfrac}_9 + \text{Tc}_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} \dots \\ + \text{Tc}_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} + \text{Tc}_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + \text{Tc}_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} + \text{Tc}_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + \text{Tc}_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} \dots \\ + \text{Tc}_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} + \text{Tc}_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} + \text{Tc}_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + \text{Tc}_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + \text{Tc}_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} \dots \\ + \text{Tc}_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right) \text{K}$$

$$\boxed{\text{T}_{\text{crk}} = 369.904 \text{ K}}$$



**Presión crítica de la composición del gas:**

$$P_{\text{crk}} := \left( \begin{aligned} &Pc_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + Pc_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + Pc_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + Pc_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + Pc_4 \cdot \text{Cfrac}_4 \dots \\ &+ Pc_5 \cdot \text{Cfrac}_5 + Pc_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + Pc_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + Pc_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + Pc_9 \cdot \text{Cfrac}_9 \dots \\ &+ Pc_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} + Pc_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} + Pc_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + Pc_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} + Pc_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} \dots \\ &+ Pc_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} + Pc_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} + Pc_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} + Pc_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + Pc_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} \dots \\ &+ Pc_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} + Pc_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{aligned} \right) 1 \text{ bar}$$

$$P_{\text{crk}} = 4.246 \times 10^6 \text{ Pa}$$

**Coefficiente k de la composición del gas:**

$$k_{\text{rk}} := \left( \begin{aligned} &k_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + k_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + k_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + k_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + k_4 \cdot \text{Cfrac}_4 + k_5 \cdot \text{Cfrac}_5 \dots \\ &+ k_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + k_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + k_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + k_9 \cdot \text{Cfrac}_9 + k_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} + k_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} \dots \\ &+ k_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + k_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} + k_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + k_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} + k_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} \dots \\ &+ k_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} + k_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + k_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + k_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} + k_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{aligned} \right)$$

$$k_{\text{rk}} = 1.131$$

**Cálculo del factor de compresibilidad mediante la ecuación Redlich-Kwong:**

Se define la presión y la temperatura críticas:

$$P_r(P) := \frac{P}{P_{\text{crk}}} \quad T_r(T) := \frac{T}{T_{\text{crk}}}$$

$$A(P, T) := \frac{0.42748 \cdot P_r(P)}{(T_r(T))^{2.5}} \quad B(P, T) := \frac{0.086647 \cdot P_r(P)}{T_r(T)}$$

$$RK(P, T, Z) := Z^3 - Z^2 - \left[ (B(P, T))^2 + B(P, T) - A(P, T) \right] \cdot Z - A(P, T) \cdot B(P, T)$$

$$Z := 1$$

Dado

$$RK(P, T, Z) = 0$$

$$Z_{\text{rk}}(P, T) := \text{Find}(Z)$$

$$Z_{\text{rk}}(P, T) = 0.975$$

Estos valores de k y Z van a ser de gran utilidad a la hora de realizar el diseño del compresor centrífugo.

También es importante calcular la densidad del gas para estas condiciones de operación:

$$\rho := \frac{P}{\left( \frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{PM_k \frac{\text{mol}}{\text{kg}}} \right) \cdot T}$$

$$\rho = 2.678 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

## ANEXO II



## CASO A: DISEÑO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO SIN INTERCOOLER

Las propiedades del gas calculadas anteriormente, y que se utilizarán para calcular los parámetros de diseño del compresor:

Peso molecular:  $PM := 44.237 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$

Factor de compresibilidad:  $Z := 0.975$

Coefficiente k:  $k := 1.131$

Constante de los gases:  $R := 8314 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Hay que introducir una nueva variable, que corresponde a la operación politrópica del proceso:

Rendimiento politrópico  $\eta_{\text{poly}} := 0.77$  (Ver tabla 1)

Exponente politrópico  $n := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}}}}$   $n = 1.17706$

Valores típicos de caudal de entrada (m³/h)	Rendimiento Politropico Nominal, $\eta_{\text{poly}}$	Número máximo de impulsores por etapa
850 - 13600	0,76	10
10000 - 39000	0,77	9
34000 - 60000	0,77	9
51000 - 99000	0,77	8
85000 - 145000	0,78	8
125000 - 220000	0,78	8
185000 - 270000	0,78	7
235000 - 320000	0,78	7

Tabla 1. Especificaciones de los compresores Elliot.

### **Parámetros de entrada:**

Presión de aspiración:  $P_1 := 1.4\text{bar}$

Temperatura de aspiración:  $t_1 := 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$T_1 := (t_1 + 273.15)\text{K}$$
$$T_1 = 278.15\text{ K}$$

Flujo másico del gas en la aspiración:  $m_1 := 13.392 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Caudal de aspiración:  $Q_1 := \left[ Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot \left( \frac{T_1}{P_1} \right) \right] \cdot m_1$

$$Q_1 = 4.87557 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_1 := Q_1 \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_1 = 1.75521 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Este caudal será el que recibe la primera etapa del compresor.

### **Parámetros de salida:**

Presión a la descarga:  $P_2 := 7\text{bar}$

Temperatura estimada a la descarga:  $T_2 := T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}}$

$$T_2 = 354.34077\text{ K}$$
$$t_2 := T_2 \cdot \frac{1}{\text{K}} - 273.15$$
$$t_2 = 81.19077\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Caudal estimado a la descarga:

$$Q_2 := Q_1 \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot Z$$

$$Q_2 = 1.21116 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_2 := Q_2 \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_2 = 4.36018 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Puede darse la situación en el que el compresor tenga una temperatura de salida superior a la máxima permitida por sus componentes.

Los sellos mecánicos son los que realmente limitan esta temperatura. Normalmente, la temperatura máxima que pueden aguantar los sellos mecánicos para procesos industriales es de unos 180 °C.

En caso de que esta temperatura sea superada, se necesitará colocar intercoolers a la salida de la sección del compresor centrífugo.

#### **Comprobación de la necesidad de utilización de un intercooler:**

Como se ha comentado anteriormente, se limitará la temperatura máxima a 180 °C

$$t_{\text{max}} := 180 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{max}} := (t_{\text{max}} + 273.15) \text{K}$$

$$T_{\text{max}} = 453.15 \text{ K}$$

Para saber si se necesita un intercooler, la relación de compresión del compresor tiene que ser superior a la relación de compresión a la temperatura máxima admisible:

$$\frac{P_2}{P_1} \text{ sea mayor que } RC_{\text{intercooler}} := \left( \frac{T_{\text{max}}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 5$$

$$RC_{\text{intercooler}} = 25.65077$$

En este caso, no será necesaria la instalación de un intercooler.

### **Altura politrópica total:**

$$H_{\text{poly}} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly}}}{k-1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}}} \right)} - 1 \right]$$

$$H_{\text{poly}} = 9.2814 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \quad (\text{Nota: } 1 \text{ m}^2/\text{s}^2 \text{ es igual a } 1 \text{ J/kg, es decir, unidades de energía})$$

Para convertir la altura politrópica en unidades de longitud, basta con dividir entre el valor de la gravedad:

$$H_{\text{poly}_m} := \frac{H_{\text{poly}}}{g}$$

$$H_{\text{poly}_m} = 9.46439 \times 10^3 \text{ m}$$

### **Altura politrópica por impulsor:**

Se define el coeficiente de altura politrópica como:

$$Y = \frac{H_{\text{poly}}}{\frac{U^2}{2}}$$

El valor de Y va a depender de la geometría de los álabes, y varía entre 0.8 hasta 1.45. Como un valor inicial, tomaremos 1.05.

$$Y := 1.05$$

La velocidad de la punta del álabe está limitada a unos 350 m/s. Aplicaremos un factor de seguridad de 0.1. De manera que la velocidad máxima será 0.9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$\text{Velocidad del sonido en el gas:} \quad a := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1}$$

$$U_{\text{max}} := 0.9 \cdot a$$

$$U_{\text{max}} = 216.0866 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Escogeremos por tanto una velocidad media de 195 m/s, inferior a la máxima.

$$U := 195 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Así, el valor de la altura politrópica por impulsor será:

$$H_{\text{poly\_impulsor}} := Y \cdot \frac{U^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_impulsor}} = 1.99631 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor}} := \frac{H_{\text{poly\_impulsor}}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor}} = 2.03567 \times 10^3 \text{ m}$$

### **Número de impulsores del compresor:**

$$N_{\text{impulsores}} := \frac{H_{\text{poly\_m}}}{H_{\text{poly\_m\_impulsor}}}$$

$$N_{\text{impulsores}} = 4.64927$$

$$N_{\text{real\_impulsores}} := 5$$

Utilizaremos como referencia un compresor del fabricante Elliot. Para el caudal de entrada de 17552 m<sup>3</sup>/h, o lo que es lo mismo, 13.392 kg/s, en la tabla 1 se puede observar que para ese rango de caudales, el número máximo de impulsores por carcasa es de 9.

## DISEÑO DEL COMPRESOR SIN INTERCOOLER

Presión de aspiración:  $P_1 = 1.4 \times 10^5 \text{ Pa}$  (1 bar =  $10^5 \text{ Pa}$ )

Temperatura de aspiración:  $T_1 = 278.15 \text{ K}$

Densidad del gas:

$$\rho_1 := \frac{P_1}{\frac{R}{PM} \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = 2.67809 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:  $q_1 = 1.75521 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Para calcular el diámetro aproximado del impulsor, haremos uso de las siguientes ecuaciones:

Se define el coeficiente de flujo como:

$$\phi = \frac{Q}{U \cdot D^2} \quad \text{Este coeficiente suele tener valores comprendidos entre 0.01 y 0.15 (ver figura 15.1)}$$

En nuestro caso, asumiremos inicialmente un coeficiente de flujo de 0.1.

$$\phi_0 := 0.1$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_0 := \sqrt{\frac{Q_1}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_0 = 0.50003 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 500 mm.

$$D := 0.5 \text{ m}$$

El número de Mach:

$$U = 195 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad en la punta de los álabes.}$$

$$M := \frac{U}{a}$$

$M = 0.81217$  Como el número de Mach es menor a 0,85, no se formarán ondas de choque.

El coeficiente de flujo será:

$$\phi := \frac{Q_1}{U \cdot D^2}$$

$$\phi = 0.10001$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.1 un factor de corrección de 0.997.

$$FC := 0.997$$

El número máximo de impulsores por carcasa es de 9. Sin embargo, en la práctica se suele dejar espacio para las conexiones de los impulsores, lo que puede equivaler a quitar 2 impulsores aproximadamente.

Así, tenemos 7 impulsores en la carcasa como máximo. Como el número de impulsores es 5, podemos utilizar una sola carcasa.

$$N_{\text{impulsores\_carcasa\_I}} := 5$$

Con el valor de los 5 impulsores, vamos a la gráfica 15.2. Para un rendimiento politrópico de 0.77 y 5 impulsores, tenemos un valor de coeficiente de altura politrópica  $Y$  igual a 1.01.

$$Y_1 := 1.01$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{\text{poly\_corregida}} := FC \cdot \eta_{\text{poly}}$$

$$\eta_{\text{poly\_corregida}} = 0.76769$$

Exponente politrópico corregido:

$$n_1 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}} \quad n_1 = 1.17769$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{\text{poly\_impulsor\_1}} := Y_1 \cdot \frac{U^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_impulsor\_1}} = 1.92026 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_1}} := \frac{H_{\text{poly\_impulsor\_1}}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_1}} = 1.95812 \times 10^3 \text{ m}$$

Relación de compresión  
máxima:

$$RC_{\text{max}} := \left( \frac{T_{\text{max}}}{T_1} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$$

$$RC_{\text{max}} = 25.4023$$

Altura politrópica máxima  
por impulsor (a Tmax):

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor\_1\_max}} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ (RC_{\text{max}})^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor\_1\_max}} = 2.16732 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la  
carcasa:

$$H_{\text{poly\_1}} := H_{\text{poly\_m\_1}} \cdot N_{\text{impulsores\_carcasa\_1}}$$

$$H_{\text{poly\_1}} = 9.79061 \times 10^3 \text{ m}$$

Presión a la descarga:

$$P_{2\_1} := \left[ \frac{H_{\text{poly\_1}} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}{k-1}} \cdot P_1$$

$P_{2\_1} = 7.34798 \times 10^5 \text{ Pa}$
---

Temperatura a la descarga:

$$T_{2\_1} := T_1 \cdot \left( \frac{P_{2\_1}}{P_1} \right)^{\frac{(n_1-1)}{n_1}}$$

$$T_{2\_1} = 357.20411 \text{ K}$$

$$t_{2\_1} := T_{2\_1} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_1} = 84.05411 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_1} := \frac{P_{2\_1}}{\left(\frac{R}{PM}\right) \cdot T_{2\_1}}$$

$$\rho_{2\_1} = 10.94528 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$Q_{2\_1} := Q_1 \cdot \frac{P_1}{P_{2\_1}} \cdot \frac{T_{2\_1}}{T_1} \cdot Z$$

$$Q_{2\_1} = 1.16313 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_{2\_1} := Q_{2\_1} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_{2\_1} = 4.18726 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

## **Velocidad de giro del eje**

La velocidad de giro se puede aproximar a:

$$V_{\text{giro}} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

$$V_{\text{giro}} := \frac{U \cdot 60\text{s}}{\pi \cdot D}$$

$$V_{\text{giro}} = 7.44845 \times 10^3 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

## **Potencia del compresor**

$$P_{\text{comp}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_1}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp}} = 1.28581 \times 10^6 \text{W}$$

Potencia Compresor (kW)	Pérdidas mecánicas típicas (%)
0 - 2500	3
2500 - 5000	2,5
5000 - 7500	2
>7500	1,5

Tabla 2. Valores típicos de pérdidas mecánicas.

Debido a los elementos mecánicos que tiene el compresor en su eje, como los sellos, se considera un rendimiento mecánico (Ver tabla 2).

$$\text{Pérdidas} := 0.03$$

$$\eta_{\text{mec}} := 1 - \text{Pérdidas}$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0.97$$

Por lo que la potencia necesaria para mover el eje del compresor en la carcasa I es:

$$P_{\text{TOTAL}} := \frac{P_{\text{comp}}}{\eta_{\text{mec}}}$$

$$P_{\text{TOTAL}} = 1.32558 \times 10^6 \text{ W}$$

Esto supone utilizar una turbina de 1350 kW.

## **Resultados finales**

Presión de entrada:	$P_1 = 1.4 \times 10^5 \text{ Pa}$
Temperatura de entrada:	$t_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Presión de salida:	$P_{2\_1} = 7.34798 \times 10^5 \text{ Pa}$
Temperatura de salida:	$t_{2\_1} = 84.05411^\circ\text{C}$
Número de impulsores:	$N_{\text{impulsores\_carcasa\_I}} = 5$
Diámetro del impulsor:	$D = 0.5 \text{ m}$
Velocidad:	$U = 195 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Potencia (sin pérdidas):	$P_{\text{comp}} = 1.28581 \times 10^6 \text{ W}$
Potencia total:	$P_{\text{TOTAL}} = 1.32558 \times 10^6 \text{ W}$





## ANEXO III



## **CASO A: CÁLCULO DE LA CURVA TEÓRICA DEL COMPRESOR**

La altura politrópica en las condiciones normales de operación, para el 100% de la velocidad es la que se ha calculado anteriormente.

$$H_{\text{poly}} := 9464 \text{ m}$$

Basándonos en la experiencia, vamos a tomar como límite surge una altura entre un 15% y un 20% mayor a la normal (al 100% de la velocidad). El caso más restrictivo es el 20%, así que se usará este valor.

$$H_{\text{poly\_surge}} := H_{\text{poly}} \cdot 1.2$$

$$H_{\text{poly\_surge}} = 1.136 \times 10^4 \text{ m}$$

$$Q_1 := 13.392 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La curva de un compresor sigue la siguiente ecuación:

$$H(Q) = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$$

Vamos a resolver un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas.

Para conocer el valor de  $B_1$ :

$$\frac{d}{dQ} H = 0$$

$$\frac{d}{dQ} H = B_1 + 2 \cdot C_1 \cdot Q_1 = 0$$

Tomando valores iniciales:

$$A_1 := 1$$

$$C_1 := 1$$

$$B_1 := 1$$

Dado

$$A_1 + B_1 \cdot Q_1 + C_1 \cdot Q_1^2 = H_{\text{poly}}$$

$$A_1 + B_1 \cdot Q_1 + C_1 \cdot (0.7 \cdot Q_1)^2 = H_{\text{poly\_surge}}$$

$$B_1 + 2 \cdot C_1 \cdot Q_1 = 0$$

Solución := Find( $A_1, B_1, C_1$ )

$$\text{Solución} = \begin{pmatrix} 5.753 \times 10^3 \\ 554.267 \\ -20.694 \end{pmatrix}$$

$$A := 5753$$

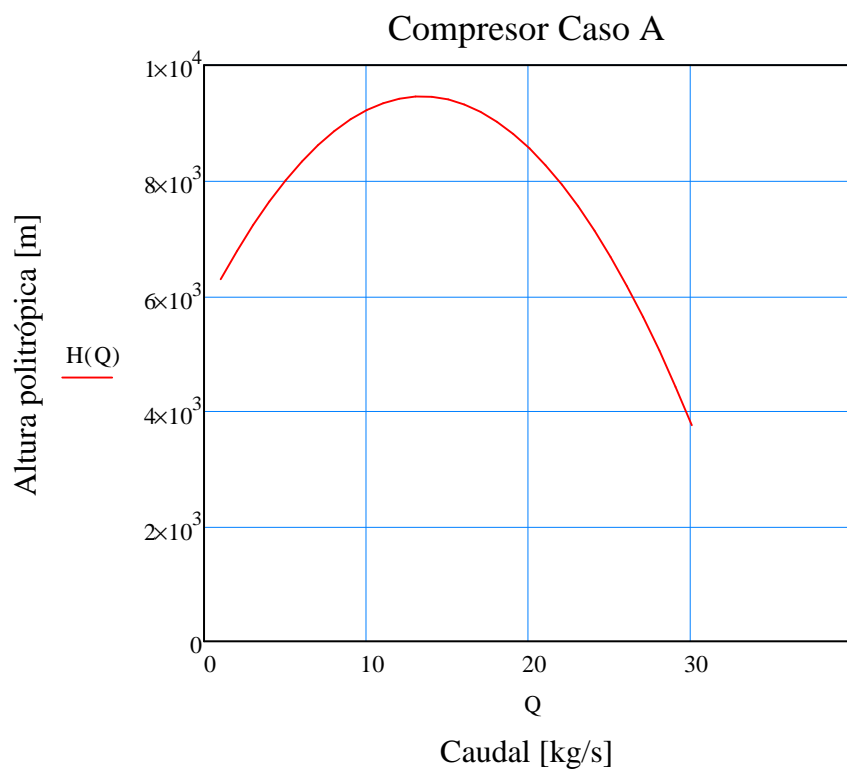
$$B := 554.267$$

$$C := -20.694$$

La curva del compresor es:  $H(Q) = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$

$$H(Q) := A + BQ + CQ^2$$

$$Q := 1..30$$



## ANEXO IV



## CASO B: Propiedades del gas

Introducir la composición molar de cada uno de los compuestos de la mezcla gaseosa:

		% comp.	MW Tcrit (K) Pcrit (bar) k				
Compuestos :=	"Metano"	0	Propiedades :=	16.043	190.6	46	1.315
	"Nitrógeno"	100		28.013	126.2	33.9	1.4
	"Dióxido de Azufre"	0		64.063	430.8	78.8	1.27
	"Dióxido de Carbono"	0		44.010	304.2	73.8	1.295
	"Acetileno"	0		26.038	308.3	61.4	1.23
	"Eteno""	0		28.054	282.4	50.4	1.24
	"Etano"	0		30.07	305.4	48.8	1.18
	"Propano"	0		44.097	369.8	42.4	1.13
	"Agua""	0		18.015	647.3	220.9	1.33
	"Sulfuro de Hidrógeno"	0		34.08	373.2	89.4	1.32
	"Hidrógeno"	0		2.016	33.2	13	1.412
	"Monóxido de Carbono"	0		28.010	132.9	35	1.395
	"Oxígeno"	0		31.999	154.6	50.5	1.397
	"i-Butano"	0		58.123	408.2	36.5	1.11
	"n-Butano""	0		58.123	425.2	38	1.1
	"i-Pentano"	0		72.15	460.4	33.9	1.076
	"n-Pentano"	0		72.15	469.7	33.7	1.07
	"n-Hexano"	0		86.177	507.5	30.1	1.062
	"n-Heptano"	0		100.204	540.3	27.4	1.052
	"n-Octano"	0		114.231	568.8	24.9	1.046
	"Helio"	0		4.0026	5.19	2.27	1.66
	"Argón"	0		39.948	150.8	48.7	1.668

Las condiciones a las que opera el gas o mezcla de gases son:

Temperatura del gas, °C  $t := 40$   $T := (t + 273.15)K$

$T = 313.15 K$

Presión del gas  $P := 1 \text{ bar}$

A continuación se definen las variables que se van a utilizar para calcular las propiedades del gas o mezcla de gases.

### Definición de las variables y asignación de las columnas de la matriz:

$$\begin{aligned} \text{Cfrac} &:= \frac{\text{Compuestos}^{(1)}}{100} & \text{C\%} &:= \text{Compuestos}^{(1)} & \text{PM} &:= \text{Propiedades}^{(0)} & \text{Tc} &:= \text{Propiedades}^{(1)} \\ & & & & \text{Pc} &:= \text{Propiedades}^{(2)} & \text{k} &:= \text{Propiedades}^{(3)} \end{aligned}$$

$$\text{Sum\_}\% := \left( \begin{array}{l} \text{C\%}_0 + \text{C\%}_1 + \text{C\%}_2 + \text{C\%}_3 + \text{C\%}_4 + \text{C\%}_5 + \text{C\%}_6 + \text{C\%}_7 + \text{C\%}_8 + \text{C\%}_9 + \text{C\%}_{10} \dots \\ + \text{C\%}_{11} + \text{C\%}_{12} + \text{C\%}_{13} + \text{C\%}_{14} + \text{C\%}_{15} + \text{C\%}_{16} + \text{C\%}_{17} + \text{C\%}_{18} + \text{C\%}_{19} \dots \\ + \text{C\%}_{20} + \text{C\%}_{21} \end{array} \right)$$

$$\text{Sum\_}\% = 100$$

$$\text{Sum\_frac} := \left( \begin{array}{l} \text{Cfrac}_0 + \text{Cfrac}_1 + \text{Cfrac}_2 + \text{Cfrac}_3 + \text{Cfrac}_4 + \text{Cfrac}_5 + \text{Cfrac}_6 + \text{Cfrac}_7 + \text{Cfrac}_8 \dots \\ + \text{Cfrac}_9 + \text{Cfrac}_{10} + \text{Cfrac}_{11} + \text{Cfrac}_{12} + \text{Cfrac}_{13} + \text{Cfrac}_{14} + \text{Cfrac}_{15} + \text{Cfrac}_{16} \dots \\ + \text{Cfrac}_{17} + \text{Cfrac}_{18} + \text{Cfrac}_{19} + \text{Cfrac}_{20} + \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right)$$

$$\text{Sum\_frac} = 1$$

### Peso molecular de la composición del gas:

$$\text{PM}_k := \left( \begin{array}{l} \text{PM}_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + \text{PM}_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + \text{PM}_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + \text{PM}_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + \text{PM}_4 \cdot \text{Cfrac}_4 \dots \\ + \text{PM}_5 \cdot \text{Cfrac}_5 + \text{PM}_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + \text{PM}_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + \text{PM}_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + \text{PM}_9 \cdot \text{Cfrac}_9 \dots \\ + \text{PM}_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} + \text{PM}_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} + \text{PM}_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + \text{PM}_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} \dots \\ + \text{PM}_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + \text{PM}_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} + \text{PM}_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} + \text{PM}_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} \dots \\ + \text{PM}_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + \text{PM}_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + \text{PM}_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} + \text{PM}_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right) \cdot 1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

$$\boxed{\text{PM}_k = 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}}$$

### Temperatura crítica de la composición del gas:

$$\text{T}_{\text{crk}} := \left( \begin{array}{l} \text{Tc}_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + \text{Tc}_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + \text{Tc}_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + \text{Tc}_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + \text{Tc}_4 \cdot \text{Cfrac}_4 + \text{Tc}_5 \cdot \text{Cfrac}_5 \dots \\ + \text{Tc}_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + \text{Tc}_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + \text{Tc}_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + \text{Tc}_9 \cdot \text{Cfrac}_9 + \text{Tc}_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} \dots \\ + \text{Tc}_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} + \text{Tc}_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + \text{Tc}_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} + \text{Tc}_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + \text{Tc}_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} \dots \\ + \text{Tc}_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} + \text{Tc}_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} + \text{Tc}_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + \text{Tc}_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + \text{Tc}_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} \dots \\ + \text{Tc}_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \end{array} \right) \text{K}$$

$$\boxed{\text{T}_{\text{crk}} = 126.2 \text{ K}}$$



**Presión crítica de la composición del gas:**

$$P_{\text{crk}} := \left( P_{c_0} \cdot \text{Cfrac}_0 + P_{c_1} \cdot \text{Cfrac}_1 + P_{c_2} \cdot \text{Cfrac}_2 + P_{c_3} \cdot \text{Cfrac}_3 + P_{c_4} \cdot \text{Cfrac}_4 \dots \right. \\ \left. + P_{c_5} \cdot \text{Cfrac}_5 + P_{c_6} \cdot \text{Cfrac}_6 + P_{c_7} \cdot \text{Cfrac}_7 + P_{c_8} \cdot \text{Cfrac}_8 + P_{c_9} \cdot \text{Cfrac}_9 \dots \right. \\ \left. + P_{c_{10}} \cdot \text{Cfrac}_{10} + P_{c_{11}} \cdot \text{Cfrac}_{11} + P_{c_{12}} \cdot \text{Cfrac}_{12} + P_{c_{13}} \cdot \text{Cfrac}_{13} + P_{c_{14}} \cdot \text{Cfrac}_{14} \dots \right. \\ \left. + P_{c_{15}} \cdot \text{Cfrac}_{15} + P_{c_{16}} \cdot \text{Cfrac}_{16} + P_{c_{17}} \cdot \text{Cfrac}_{17} + P_{c_{18}} \cdot \text{Cfrac}_{18} + P_{c_{19}} \cdot \text{Cfrac}_{19} \dots \right. \\ \left. + P_{c_{20}} \cdot \text{Cfrac}_{20} + P_{c_{21}} \cdot \text{Cfrac}_{21} \right) 1 \text{ bar}$$

$$P_{\text{crk}} = 3.39 \times 10^6 \text{ Pa}$$

**Coeficiente k de la composición del gas:**

$$k_{\text{rk}} := \left( k_0 \cdot \text{Cfrac}_0 + k_1 \cdot \text{Cfrac}_1 + k_2 \cdot \text{Cfrac}_2 + k_3 \cdot \text{Cfrac}_3 + k_4 \cdot \text{Cfrac}_4 + k_5 \cdot \text{Cfrac}_5 \dots \right. \\ \left. + k_6 \cdot \text{Cfrac}_6 + k_7 \cdot \text{Cfrac}_7 + k_8 \cdot \text{Cfrac}_8 + k_9 \cdot \text{Cfrac}_9 + k_{10} \cdot \text{Cfrac}_{10} + k_{11} \cdot \text{Cfrac}_{11} \dots \right. \\ \left. + k_{12} \cdot \text{Cfrac}_{12} + k_{13} \cdot \text{Cfrac}_{13} + k_{14} \cdot \text{Cfrac}_{14} + k_{15} \cdot \text{Cfrac}_{15} + k_{16} \cdot \text{Cfrac}_{16} \dots \right. \\ \left. + k_{17} \cdot \text{Cfrac}_{17} + k_{18} \cdot \text{Cfrac}_{18} + k_{19} \cdot \text{Cfrac}_{19} + k_{20} \cdot \text{Cfrac}_{20} + k_{21} \cdot \text{Cfrac}_{21} \right)$$

$$k_{\text{rk}} = 1.4$$

**Cálculo del factor de compresibilidad mediante la ecuación Redlich-Kwong:**

Se define la presión y la temperatura críticas:

$$P_r(P) := \frac{P}{P_{\text{crk}}} \quad T_r(T) := \frac{T}{T_{\text{crk}}}$$

$$A(P, T) := \frac{0.42748 \cdot P_r(P)}{(T_r(T))^{2.5}} \quad B(P, T) := \frac{0.086647 \cdot P_r(P)}{T_r(T)}$$

$$RK(P, T, Z) := Z^3 - Z^2 - \left[ (B(P, T))^2 + B(P, T) - A(P, T) \right] \cdot Z - A(P, T) \cdot B(P, T)$$

$$Z := 1$$

Dado

$$RK(P, T, Z) = 0$$

$$Z_{\text{rk}}(P, T) := \text{Find}(Z)$$

$$Z_{\text{rk}}(P, T) = 1$$

Estos valores de k y Z van a ser de gran utilidad a la hora de realizar el diseño del compresor centrífugo.

También es importante calcular la densidad del gas para estas condiciones de operación:

$$\rho := \frac{P}{\left( \frac{8314 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{PM_k \frac{\text{mol}}{\text{kg}}} \right) \cdot T}$$

$$\rho = 1.076 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

## ANEXO V



## CASO B: DISEÑO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO CON INTERCOOLER

Las propiedades del gas calculadas anteriormente, y que se utilizarán para calcular los parámetros de diseño del compresor:

Peso molecular:  $PM := 28.013 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$

Factor de compresibilidad:  $Z := 1$

Coefficiente k:  $k := 1.4$

Constante de los gases:  $R := 8314 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Hay que introducir una nueva variable, que corresponde a la operación politrópica del proceso:

Rendimiento politrópico  $\eta_{\text{poly}} := 0.78$  (Ver tabla 1)

Exponente politrópico  $n := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}}}}$   $n = 1.57803$

Valores típicos de caudal de entrada (m³/h)	Rendimiento Politropico Nominal, $\eta_{\text{poly}}$	Número máximo de impulsores por etapa
850 - 13600	0,76	10
10000 - 39000	0,77	9
34000 - 60000	0,77	9
51000 - 99000	0,77	8
85000 - 145000	0,78	8
125000 - 220000	0,78	8
185000 - 270000	0,78	7
235000 - 320000	0,78	7

Tabla 1. Especificaciones de los compresores Elliot.

### **Parámetros de entrada:**

Presión de aspiración:  $P_1 := 1\text{bar}$

Temperatura de aspiración:  $t_1 := 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$T_1 := (t_1 + 273.15)\text{K}$$

$$T_1 = 313.15\text{ K}$$

Flujo másico del gas  
en la aspiración:  $m_1 := 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$Q_1 := \left[ Z \cdot \left( \frac{R}{P_M} \right) \cdot \left( \frac{T_1}{P_1} \right) \right] \cdot m_1$$

$$Q_1 = 18.58801 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$q_1 := Q_1 \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}$$

$$q_1 = 6.69168 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Este caudal será el que recibe la primera etapa del compresor.

### **Parámetros de salida:**

Presión de descarga:  $P_2 := 40\text{bar}$

Puede darse la situación en el que el compresor tenga una temperatura de salida superior a la máxima permitida por sus componentes.

Los sellos mecánicos son los que realmente limitan esta temperatura. Normalmente, la temperatura máxima que pueden aguantar los sellos mecánicos para procesos industriales es de unos 180 °C.

En caso de que esta temperatura sea superada, se necesitará colocar intercoolers a la salida de la sección del compresor centrífugo.

### **Comprobación de la necesidad de utilización de un intercooler:**

Como se ha comentado anteriormente, se limitará la temperatura máxima a 180 °C

$$t_{\max} := 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\max} := (t_{\max} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{\max} = 453.15 \text{ K}$$

Para saber si se necesita un intercooler, la relación de compresión del compresor tiene que ser superior a la relación de compresión a la temperatura máxima admisible:

$$\frac{P_2}{P_1} \text{ sea mayor que } RC_{\text{enfriador}} := \left( \frac{T_{\max}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 40$$

$$RC_{\text{enfriador}} = 2.74244$$

En este caso, el compresor necesitará un intercooler. Por tanto, será necesario dividir el cuerpo del compresor en dos secciones, entre medias de las cuales se encontrará el enfriador.

### **Altura politrópica total:**

$$H_{\text{poly\_energia}} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1 \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly}}}{k-1} \right) \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}}} \right)} - 1 \right]$$

$$H_{\text{poly\_energia}} = 7.26216 \times 10^5 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \quad (\text{Nota: } 1 \text{ m}^2/\text{s}^2 \text{ es igual a } 1 \text{ J/kg, es decir, unidades de energía})$$

Para convertir la altura politrópica en unidades de longitud, basta con dividir entre el valor de la gravedad:

$$H_{\text{poly}} := \frac{H_{\text{poly\_energia}}}{g}$$

$$H_{\text{poly}} = 7.40535 \times 10^4 \text{ m}$$

### **Altura politrópica por impulsor:**

Se define el coeficiente de altura politrópica como:

$$Y = \frac{H_{\text{poly}}}{\frac{U^2}{2}}$$

El valor de Y va a depender de la geometría de los álabes, y varía entre 0.8 hasta 1.45. Como un valor inicial, tomaremos 1.05.

$$Y := 1.05$$

La velocidad de la punta del álabe está limitada a unos 350 m/s. Aplicaremos un factor de seguridad de 0.1. De manera que la velocidad máxima será 0.9 veces la velocidad del sonido en el gas:

$$\text{Velocidad del sonido en el gas:} \quad a := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_1}$$

$$U_{\text{max}} := 0.9 \cdot a$$

$$U_{\text{max}} = 324.64441 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Escogeremos por tanto una velocidad media de 310 m/s, inferior a la máxima.



$$U := 310 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así, el valor de la altura politrópica por impulsor será:

$$H_{\text{poly\_impulsor}} := Y \cdot \frac{U^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_impulsor}} = 5.04525 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor}} := \frac{H_{\text{poly\_impulsor}}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_impulsor}} = 5.14472 \times 10^3 \text{ m}$$

#### **Número de impulsores del compresor:**

$$N_{\text{impulsores}} := \frac{H_{\text{poly}}}{H_{\text{poly\_m\_impulsor}}}$$

$$N_{\text{impulsores}} = 14.39406$$

$$N_{\text{real\_impulsores}} := 15$$

Utilizaremos como referencia un compresor del fabricante Elliot. Para el caudal de entrada de 66917 m<sup>3</sup>/h, o lo que es lo mismo, 20 kg/s, en la tabla 1 se puede observar que para ese rango de caudales, el número máximo de impulsores por carcasa es de 8.

Sin embargo, en la práctica se suele dejar espacio para las conexiones de los impulsores, lo que puede equivaler a quitar 2 impulsores aproximadamente. Por lo que tendríamos 6 impulsores por carcasa como máximo.

Como cada carcasa estará dividida en dos secciones debido a la instalación del intercooler, la repartición de impulsores por sección es:

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_1}} := 3$$

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_3}} := 3$$

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_5}} := 3$$

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_2}} := 2$$

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_4}} := 2$$

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_6}} := 2$$

# DISEÑO DEL COMPRESOR CON INTERCOOLER

## Características del intercooler:

Pérdida de carga:  $\Delta P := 0.1 \text{ bar}$

Temperatura de salida:  $T_{\text{salida\_intercooler}} := 45 \text{ } ^\circ\text{C}$

## Carcasa I

### Sección 1:

Presión de aspiración:  $P_{1\_seccion\_1} := 1 \text{ bar}$  (1 bar =  $10^5$  Pa)

Temperatura de aspiración:  $T_{1\_seccion\_1} := 313.15 \text{ K}$

Densidad del gas en la aspiración: 
$$\rho_{1\_seccion\_1} := \frac{P_{1\_seccion\_1}}{\left(\frac{R}{PM}\right) \cdot T_{1\_seccion\_1}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_1} = 1.07596 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:  $q_{1\_seccion\_1} := q_1$

$$q_{1\_seccion\_1} = 6.69168 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Se define el coeficiente de flujo como:

$$\phi = \frac{Q}{U \cdot D^2} \quad \text{Este coeficiente suele tener valores comprendidos entre 0.01 y 0.15 (ver figura 15.1)}$$

En nuestro caso, asumiremos inicialmente un coeficiente de flujo de 0.1.

$$\phi_0 := 0.1$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_0 := \sqrt{\frac{Q_1}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_0 = 0.77435 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 800 mm para la sección 1.

$$D_1 := 0.8 \text{ m}$$

El número de Mach:

$$U_1 := 260 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad en la punta de los álabes en la sección 1.}$$

$$M_1 := \frac{U_1}{a}$$

$$M_1 = 0.72079 \quad \text{Como el número de Mach es menor a 0,85 no se formarán ondas de choque.}$$

El coeficiente de flujo para la sección 1 será:

$$\phi_1 := \frac{Q_1}{U_1 \cdot D_1^2}$$

$$\phi_1 = 0.11171$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.12 un factor de corrección de 0.94.

$$FC := 0.94$$

El número máximo de impulsores por carcasa es de 8. Sin embargo, en la práctica se suele dejar espacio para las conexiones de los impulsores, lo que puede equivaler a quitar 2 impulsores aproximadamente.

Así, tenemos 5 impulsores en la primera carcasa. Como el número de impulsores en la sección 1 es de 3, en la sección 2 será de 2 impulsores.

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_1}} = 3$$

Con el valor de los 3 impulsores, vamos a la gráfica 14 de Jen. Para un rendimiento politrópico de 0.787 y 3 impulsores, tenemos un valor de coeficiente de altura politrópica Y igual a 1.03.

$$Y_1 := 1.03$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{\text{poly\_corregida}} := FC \cdot \eta_{\text{poly}}$$

$$\eta_{\text{poly\_corregida}} = 0.7332$$

Exponente politrópico  
corregido:

$$n_1 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}} \quad n_1 = 1.63849$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{\text{poly\_seccion\_1}} := Y_1 \cdot \frac{U_1^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_seccion\_1}} = 3.4814 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_seccion\_1}} := \frac{H_{\text{poly\_seccion\_1}}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_seccion\_1}} = 3.55004 \times 10^3 \text{ m}$$

Relación de compresión  
máxima en la sección 1:

$$RC_{\text{max\_seccion\_1}} := \left( \frac{T_{\text{max}}}{T_1} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$$

$$RC_{\text{max\_seccion\_1}} = 2.58136$$

Altura politrópica máxima  
por impulsor (a Tmax):

$$H_{1\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_1} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ \left( RC_{\text{max\_seccion\_1}} \right)^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_corregida}}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{1\_max} = 1.0873 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la  
sección 1:

$$H_{\text{poly\_1}} := H_{\text{poly\_m\_seccion\_1}} \cdot N_{\text{impulsores\_seccion\_1}}$$

$$H_{\text{poly\_1}} = 1.06501 \times 10^4 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_1} := \left[ \frac{H_{poly\_1} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_1} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_corregida}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{poly\_corregida}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_1}$$

$$P_{2\_seccion\_1} = 2.53962 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_1} := T_{1\_seccion\_1} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_1}}{P_{1\_seccion\_1}} \right)^{\frac{(n_1-1)}{n_1}}$$

$$T_{2\_seccion\_1} = 450.28057 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_1} := T_{2\_seccion\_1} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_1} = 177.13057^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_1} := \frac{P_{2\_seccion\_1}}{\left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{2\_seccion\_1}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_1} = 1.90036 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_1} := q_{1\_seccion\_1} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_1}}{P_{2\_seccion\_1}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_1}}{T_{1\_seccion\_1}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_1} = 3.78876 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Velocidad de giro del eje en la carcasa I (seccion 1 y 2):**

La velocidad de giro se puede aproximar a:

$$V_{\text{giro}} = \frac{U \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

La sección 1 y 2 girarán a la misma velocidad, pues se encuentran en el interior de la misma carcasa.

$$V_{\text{giro\_carcasa\_I}} := \frac{U_1 \cdot 60s}{\pi \cdot D_1}$$

$$V_{\text{giro\_carcasa\_I}} = 6.20704 \times 10^3 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

### **Potencia del compresor en la sección 1:**

$$P_{\text{comp\_1}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_1}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_1}} = 2.08884 \times 10^6 \text{ W}$$

### **Sección 2:**

Presión de aspiración:

$$P_{1\_seccion\_2} := P_{2\_seccion\_1} - \Delta P$$

$$P_{1\_seccion\_2} = 2.43962 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de aspiración:  
(Es la temperatura a la salida del intercooler)

$$t_{1\_seccion\_2} := 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{1\_seccion\_2} := (t_{1\_seccion\_2} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{1\_seccion\_2} = 318.15 \text{ K}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{1\_seccion\_2} := \frac{P_{1\_seccion\_2}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{1\_seccion\_2}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_2} = 2.58369 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:

$$q_{1\_seccion\_2} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_2}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_{1\_seccion\_2} = 2.78672 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{1\_seccion\_2} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_2}}$$

$$Q_{1\_seccion\_2} = 7.74088 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del sonido en el gas:

$$a_2 := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_2}}$$

$$U_{\max\_2} := 0.9 \cdot a_2$$

$$U_{\max\_2} = 327.22591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_{0\_seccion\_2} := \sqrt{\frac{Q_{1\_seccion\_2}}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_{0\_seccion\_2} = 0.49971 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 50 mm para la sección 2.

$$D_{seccion\_2} := 0.050 \text{ m}$$

El número de impulsores en la sección 2 es:

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_2}} = 2$$

La velocidad en la punta de los álabes en la sección 2:

$$U_2 := \frac{V_{\text{giro\_carcasa\_I}} \cdot \pi \cdot D_{seccion\_2}}{60 \text{ s}}$$

$$U_2 = 162.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Mach:

$$M_2 := \frac{U_2}{a_2}$$

$M_2 = 0.44694$  Como es inferior a 0,85, no se formarán ondas de choque

El coeficiente de flujo para la sección 2 será:

$$\phi_2 := \frac{Q_{1\_seccion\_2}}{U_2 \cdot D_{seccion\_2}^2}$$

$$\phi_2 = 0.19054$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.19 un factor de corrección de 0.88 (valor máximo).

$$FC_2 := 0.88$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{poly\_2\_corregida} := FC_2 \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\_2\_corregida} = 0.6864$$

Exponente politrópico corregido:

$$n_2 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_2\_corregida}}} \quad n_2 = 1.71306$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{poly\_seccion\_2} := Y_1 \cdot \frac{U_2^2}{2}$$

$$H_{poly\_seccion\_2} = 1.35992 \times 10^4 \frac{m^2}{s^2}$$

En metros:

$$H_{poly\_m\_seccion\_2} := \frac{H_{poly\_seccion\_2}}{g}$$

$$H_{poly\_m\_seccion\_2} = 1.38673 \times 10^3 m$$

Altura politrópica máxima por impulsor (a Tmax):



$$H_{2\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_2} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_2\_corregida}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ (RC_{enfriador})^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_2\_corregida}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{2\_max} = 1.20715 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la sección 2:

$$H_{poly\_2} := H_{poly\_m\_seccion\_2} \cdot N_{impulsores\_seccion\_2}$$

$$H_{poly\_2} = 2.77347 \times 10^3 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_2} := \left[ \frac{H_{poly\_2} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_2} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_2\_corregida}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{poly\_2\_corregida}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_2}$$

$$P_{2\_seccion\_2} = 3.20236 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_2} := T_{1\_seccion\_2} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_2}}{P_{1\_seccion\_2}} \right)^{\frac{(n_2-1)}{n_2}}$$

$$T_{2\_seccion\_2} = 356.29593 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_2} := T_{2\_seccion\_2} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_2} = 83.14593 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_2} := \frac{P_{2\_seccion\_2}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\_seccion\_2}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_2} = 3.02837 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_2} := q_{1\_seccion\_2} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_2}}{P_{2\_seccion\_2}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_2}}{T_{1\_seccion\_2}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_2} = 2.37752 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Potencia del compresor en la sección 2:**

$$P_{\text{comp\_2}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_2}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_2}} = 5.43969 \times 10^5 \text{ W}$$

### **POTENCIA TOTAL EN LA CARCASA I:**

$$P_{\text{comp\_carcasa\_I}} := P_{\text{comp\_1}} + P_{\text{comp\_2}}$$

$$P_{\text{comp\_carcasa\_I}} = 2.63281 \times 10^6 \text{ W}$$

Potencia Compresor (kW)	Pérdidas mecánicas típicas (%)
0 - 2500	3
2500 - 5000	2,5
5000 - 7500	2
>7500	1,5

Tabla 2. Valores típicos de pérdidas mecánicas (ver referencias).

Debido a los elementos mecánicos que tiene el compresor en su eje, como los sellos, se considera un rendimiento mecánico (Ver tabla 2).

$$\text{Pérdidas} := 0.025$$

$$\eta_{\text{mec}} := 1 - \text{Pérdidas}$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0.975$$

Por lo que la potencia necesaria para mover el eje del compresor en la carcasa I es:

$$P_{\text{eje\_carcasa\_I}} := \frac{P_{\text{comp\_carcasa\_I}}}{\eta_{\text{mec}}}$$

$$P_{\text{eje\_carcasa\_I}} = 2.70032 \times 10^6 \text{ W}$$

## Carcasa II

### Sección 3:

Presión de aspiración:

$$P_{1\_seccion\_3} := P_{2\_seccion\_2} - \Delta P$$

$$P_{1\_seccion\_3} = 3.10236 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de aspiración:  
(Es la temperatura a la salida del intercooler)

$$t_{1\_seccion\_3} := 45^\circ\text{C}$$

$$T_{1\_seccion\_3} := (t_{1\_seccion\_2} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{1\_seccion\_3} = 318.15 \text{ K}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{1\_seccion\_3} := \frac{P_{1\_seccion\_3}}{\left(\frac{R}{PM}\right) \cdot T_{1\_seccion\_3}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_3} = 3.28556 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:

$$q_{1\_seccion\_3} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_3}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}$$

$$q_{1\_seccion\_3} = 2.19141 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{1\_seccion\_3} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_3}}$$

$$Q_{1\_seccion\_3} = 6.08724 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del sonido en el gas:

$$a_3 := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_3}}$$

$$U_{\max\_3} := 0.9 \cdot a_3$$

$$U_{\max\_3} = 327.22591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_{0\_seccion\_3} := \sqrt{\frac{Q_{1\_seccion\_3}}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_{0\_seccion\_3} = 0.44313 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 450 mm para la sección 3.

$$D_{seccion\_3} := 0.45 \text{ m}$$

El número de impulsores en la sección 3 es:

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_3}} = 3$$

La velocidad en la punta de los álabes en la sección 3:

$$U_3 := 260 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Mach:

$$M_3 := \frac{U_3}{a_3}$$

$$M_3 = 0.7151 \quad \text{Como es inferior a 0,85 no se formarán ondas de choque.}$$

El coeficiente de flujo para la sección 3 será:

$$\phi_3 := \frac{Q_{1\_seccion\_3}}{U_3 \cdot D_{seccion\_3}^2}$$

$$\phi_3 = 0.11562$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.12 un factor de corrección de 0.94.

$$FC_3 := 0.94$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{\text{poly}_3\_corregida} := FC_3 \cdot \eta_{\text{poly}}$$

$$\eta_{\text{poly}_3\_corregida} = 0.7332$$

Exponente politrópico corregido:

$$n_3 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}_3\_corregida}}} \quad n_3 = 1.63849$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{\text{poly\_seccion}_3} := Y_1 \cdot \frac{U_3^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_seccion}_3} = 3.4814 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_seccion}_3} := \frac{H_{\text{poly\_seccion}_3}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_seccion}_3} = 3.55004 \times 10^3 \text{ m}$$

Altura politrópica máxima por impulsor (a Tmax):

$$H_{3\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_3} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly}_3\_corregida}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ \left( RC_{\text{enfriador}} \right)^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly}_3\_corregida}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{3\_max} = 1.19 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la sección 3:

$$H_{\text{poly}_3} := H_{\text{poly\_m\_seccion}_3} \cdot N_{\text{impulsores\_seccion}_3}$$

$$H_{\text{poly}_3} = 1.06501 \times 10^4 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_3} := \left[ \frac{H_{poly\_3} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_3} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_3\_corregida}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{poly\_3\_corregida}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_3}$$

$$P_{2\_seccion\_3} = 7.7824 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_3} := T_{1\_seccion\_3} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_3}}{P_{1\_seccion\_3}} \right)^{\frac{n_3-1}{n_3}}$$

$$T_{2\_seccion\_3} = 455.28057 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_3} := T_{2\_seccion\_3} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_3} = 182.13057 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_3} := \frac{P_{2\_seccion\_3}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\_seccion\_3}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_3} = 5.75949 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_3} := q_{1\_seccion\_3} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_3}}{P_{2\_seccion\_3}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_3}}{T_{1\_seccion\_3}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_3} = 1.25011 \times 10^4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Velocidad de giro del eje en la carcasa I (seccion 3 y 4):**

La sección 3 y 4 girarán a la misma velocidad, pues se encuentran en el interior de la misma carcasa.

$$V_{\text{giro\_carcasa\_II}} := \frac{U_3 \cdot 60s}{\pi \cdot D_{\text{seccion\_3}}}$$

$$V_{\text{giro\_carcasa\_II}} = 1.10347 \times 10^4 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

### **Potencia del compresor en la sección 3:**

$$P_{\text{comp\_3}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_3}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_3}} = 2.08884 \times 10^6 \text{ W}$$

### **Sección 4:**

Presión de aspiración:

$$P_{1\_seccion\_4} := P_{2\_seccion\_3} - \Delta P$$

$$P_{1\_seccion\_4} = 7.6824 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Temperatura de aspiración:  
(Es la temperatura a la salida del intercooler)

$$t_{1\_seccion\_4} := 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{1\_seccion\_4} := (t_{1\_seccion\_4} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{1\_seccion\_4} = 318.15 \text{ K}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{1\_seccion\_4} := \frac{P_{1\_seccion\_4}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{1\_seccion\_4}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_4} = 8.13607 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:

$$q_{1\_seccion\_4} := \left( \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_4}} \right) \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}$$

$$q_{1\_seccion\_4} = 8.84948 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{1\_seccion\_4} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_4}}$$

$$Q_{1\_seccion\_4} = 2.45819 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del sonido en el gas:

$$a_4 := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_4}}$$

$$U_{\max\_4} := 0.9 \cdot a_4$$

$$U_{\max\_4} = 327.22591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_{0\_seccion\_4} := \sqrt{\frac{Q_{1\_seccion\_4}}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_{0\_seccion\_4} = 0.2816 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 300 mm para la sección 4.

$$D_{seccion\_4} := 0.3 \text{ m}$$

El número de impulsores en la sección 4 es:

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_4}} = 2$$

La velocidad en la punta de los álabes en la sección 4:

$$U_4 := \frac{V_{\text{giro\_carcasa\_II}} \cdot \pi \cdot D_{seccion\_4}}{60 \text{ s}}$$

$$U_4 = 173.33333 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Mach:

$$M_4 := \frac{U_4}{a_4}$$

$$M_4 = 0.47673 \quad \text{Como es inferior a 0,85 no se formarán ondas de choque.}$$

El coeficiente de flujo para la sección 4 será:



$$\phi_4 := \frac{Q_{1\_seccion\_4}}{U_4 \cdot D_{seccion\_4}^2}$$

$$\phi_4 = 0.15758$$

En la gráfica 14 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.16 un factor de corrección de 0.88 (valor máximo).

$$FC_4 := 0.88$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{poly\_4\_corregida} := FC_4 \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\_4\_corregida} = 0.6864$$

Exponente politrópico corregido:

$$n_4 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_4\_corregida}}} \quad n_4 = 1.71306$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{poly\_seccion\_4} := Y_1 \cdot \frac{U_4^2}{2}$$

$$H_{poly\_seccion\_4} = 1.54729 \times 10^4 \frac{m^2}{s^2}$$

En metros:

$$H_{poly\_m\_seccion\_4} := \frac{H_{poly\_seccion\_4}}{g}$$

$$H_{poly\_m\_seccion\_4} = 1.5778 \times 10^3 m$$

Altura politrópica máxima por impulsor (a Tmax):

$$H_{4\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_4} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_4\_corregida}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ (RC_{enfriador})^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_4\_corregida}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{4\_max} = 1.20715 \times 10^4 m$$

Altura politrópica en la sección 4:

$$H_{\text{poly}_4} := H_{\text{poly}_m\_seccion\_4} \cdot N_{\text{impulsores\_seccion\_4}}$$

$$H_{\text{poly}_4} = 3.15559 \times 10^3 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_4} := \left[ \frac{H_{\text{poly}_4} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_4} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly}_4\_corregida}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{\text{poly}_4\_corregida}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_4}$$

$$P_{2\_seccion\_4} = 1.04453 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_4} := T_{1\_seccion\_4} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_4}}{P_{1\_seccion\_4}} \right)^{\frac{(n_4-1)}{n_4}}$$

$$T_{2\_seccion\_4} = 361.55159 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_4} := T_{2\_seccion\_4} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_4} = 88.40159 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_4} := \frac{P_{2\_seccion\_4}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\_seccion\_4}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_4} = 9.73423 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_4} := q_{1\_seccion\_4} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_4}}{P_{2\_seccion\_4}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_4}}{T_{1\_seccion\_4}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_4} = 7.39658 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

**Potencia del compresor en la sección 4:**

$$P_{\text{comp\_4}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_4}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_4}} = 6.18916 \times 10^5 \text{ W}$$

### **POTENCIA TOTAL EN LA CARCASA II:**

$$P_{\text{comp\_carcasa\_II}} := P_{\text{comp\_3}} + P_{\text{comp\_4}}$$

$$P_{\text{comp\_carcasa\_II}} = 2.70776 \times 10^6 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta las pérdidas, la potencia necesaria para mover el eje del compresor en la carcasa II es:

$$P_{\text{eje\_carcasa\_II}} := \frac{P_{\text{comp\_carcasa\_II}}}{\eta_{\text{mec}}}$$

$P_{\text{eje\_carcasa\_II}} = 2.77719 \times 10^6 \text{ W}$
---

## **Carcasa III**

### Sección 5:

Presión de aspiración:

$$P_{1\_seccion\_5} := P_{2\_seccion\_4} - \Delta P$$

$$P_{1\_seccion\_5} = 1.03453 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Temperatura de aspiración:  
(Es la temperatura a la salida del intercooler)

$$t_{1\_seccion\_5} := 45^\circ\text{C}$$

$$T_{1\_seccion\_5} := (t_{1\_seccion\_5} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{1\_seccion\_5} = 318.15 \text{ K}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{1\_seccion\_5} := \frac{P_{1\_seccion\_5}}{\left(\frac{R}{PM}\right) \cdot T_{1\_seccion\_5}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_5} = 10.95625 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:

$$q_{1\_seccion\_5} := \left( \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_5}} \right) \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_{1\_seccion\_5} = 6.57159 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{1\_seccion\_5} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_5}}$$

$$Q_{1\_seccion\_5} = 1.82544 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del sonido en el gas:

$$a_5 := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_5}}$$

$$U_{\max\_5} := 0.9 \cdot a_5$$

$$U_{\max\_5} = 327.22591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_{0\_seccion\_5} := \sqrt{\frac{Q_{1\_seccion\_5}}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_{0\_seccion\_5} = 0.24266 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 250 mm para la sección 5.

$$D_{seccion\_5} := 0.25 \text{ m}$$

El número de impulsores en la sección 5 es:

$$N_{\text{impulsores\_seccion\_5}} = 3$$

La velocidad en la punta de los álabes en la sección 5:

$$U_5 := 285 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Mach:

$$M_5 := \frac{U_5}{a_5}$$

$$M_5 = 0.78386 \quad \text{Como es inferior a 0,85 no se formarán ondas de choque.}$$

El coeficiente de flujo para la sección 5 será:

$$\phi_5 := \frac{Q_{1\_seccion\_5}}{U_5 \cdot D_{seccion\_5}^2}$$

$$\phi_5 = 0.10248$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.10 un factor de corrección de 0.997.

$$FC_5 := 0.997$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{poly\_5\_corregida} := FC_5 \cdot \eta_{poly}$$

$$\eta_{poly\_5\_corregida} = 0.77766$$

Exponente politrópico corregido:

$$n_5 := \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_5\_corregida}}} \quad n_5 = 1.58078$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{poly\_seccion\_5} := Y_1 \cdot \frac{U_5^2}{2}$$

$$H_{poly\_seccion\_5} = 4.18309 \times 10^4 \frac{m^2}{s^2}$$

En metros:

$$H_{poly\_m\_seccion\_5} := H_{poly\_seccion\_5} \cdot \frac{1}{9.8 \cdot \frac{m}{s^2}}$$

$$H_{poly\_m\_seccion\_5} = 4.26846 \times 10^3 m$$

Altura politrópica máxima por impulsor (a Tmax):

$$H_{5\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_5} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_5\_corregida}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ (RC_{enfriador})^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{poly\_5\_corregida}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{5\_max} = 1.17586 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la sección 5:

$$H_{poly\_5} := H_{poly\_m\_seccion\_5} \cdot N_{impulsores\_seccion\_5}$$

$$H_{poly\_5} = 1.28054 \times 10^4 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_5} := \left[ \frac{H_{poly\_5} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_5} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{poly\_5\_corregida}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{poly\_5\_corregida}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_5}$$

$$P_{2\_seccion\_5} = 3.05514 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_5} := T_{1\_seccion\_5} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_5}}{P_{1\_seccion\_5}} \right)^{\frac{(n_5-1)}{n_5}}$$

$$T_{2\_seccion\_5} = 473.60497 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_5} := T_{2\_seccion\_5} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_5} = 200.45497 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_5} := \frac{P_{2\_seccion\_5}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\_seccion\_5}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_5} = 21.73521 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_5} := q_{1\_seccion\_5} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_5}}{P_{2\_seccion\_5}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_5}}{T_{1\_seccion\_5}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_5} = 3.3126 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Velocidad de giro del eje en la carcasa I (seccion 5 y 6):**

La sección 5 y 6 girarán a la misma velocidad, pues se encuentran en el interior de la misma carcasa.

$$V_{\text{giro\_carcasa\_III}} := \frac{U_5 \cdot 60\text{s}}{\pi \cdot D_{\text{seccion\_5}}}$$

$$V_{\text{giro\_carcasa\_III}} = 2.17724 \times 10^4 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

### **Potencia del compresor en la sección 5:**

$$P_{\text{comp\_5}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_5}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_5}} = 2.51156 \times 10^6 \text{ W}$$

### **Sección 6:**

Presión de aspiración:

$$P_{1\_seccion\_6} := P_{2\_seccion\_5} - \Delta P$$

$$P_{1\_seccion\_6} = 3.04514 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Temperatura de aspiración:  
(Es la temperatura a la salida del intercooler)

$$t_{1\_seccion\_6} := 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{1\_seccion\_6} := (t_{1\_seccion\_6} + 273.15) \text{ K}$$

$$T_{1\_seccion\_6} = 318.15 \text{ K}$$

Densidad del gas:

$$\rho_{1\_seccion\_6} := \frac{P_{1\_seccion\_6}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{1\_seccion\_6}}$$

$$\rho_{1\_seccion\_6} = 32.2496 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal de aspiración:

$$q_{1\_seccion\_6} := \left( \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_6}} \right) \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$

$$q_{1\_seccion\_6} = 2.23259 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_{1\_seccion\_6} := \frac{m_1}{\rho_{1\_seccion\_6}}$$

$$Q_{1\_seccion\_6} = 0.62016 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velocidad del sonido en el gas:

$$a_6 := \sqrt{k \cdot Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_6}}$$

$$U_{\max\_6} := 0.9 \cdot a_6$$

$$U_{\max\_6} = 327.22591 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Así el diámetro del impulsor es:

$$D_{0\_seccion\_6} := \sqrt{\frac{Q_{1\_seccion\_6}}{\phi_0 \cdot U}}$$

$$D_{0\_seccion\_6} = 0.14144 \text{ m}$$

Por tanto, escogeremos un diámetro de 150 mm para la sección 6.

$$D_{seccion\_6} := 0.15 \text{ m}$$

El número de impulsores en la sección 6 es:



$$N_{\text{impulsores\_seccion\_6}} = 2$$

La velocidad en la punta de los álabes en la sección 6:

$$U_6 := \frac{V_{\text{giro\_carcasa\_III}} \cdot \pi \cdot D_{\text{seccion\_6}}}{60\text{s}}$$

$$U_6 = 171 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Mach:

$$M_6 := \frac{U_6}{a_6}$$

$$M_6 = 0.47032 \quad \text{Como es inferior a 0,85 no se formarán ondas de choque.}$$

El coeficiente de flujo para la sección 6 será:

$$\phi_6 := \frac{Q_{1\_seccion\_6}}{U_6 \cdot D_{\text{seccion\_6}}^2}$$

$$\phi_6 = 0.16119$$

En la gráfica 15.1 podemos obtener para un coeficiente de flujo de 0.16 un factor de corrección de 0.88 (valor máximo).

$$FC_6 := 0.88$$

El rendimiento politrópico corregida será:

$$\eta_{\text{poly\_6\_corregida}} := FC_6 \cdot \eta_{\text{poly}}$$

$$\eta_{\text{poly\_6\_corregida}} = 0.6864$$

Exponente politrópico  
corregido:

$$\eta_6 := \frac{1}{1 - \frac{k - 1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_6\_corregida}}}}$$

$$\eta_6 = 1.71306$$

Altura politrópica por impulsor:

$$H_{\text{poly\_seccion\_6}} := Y_1 \cdot \frac{U_6^2}{2}$$

$$H_{\text{poly\_seccion\_6}} = 1.50591 \times 10^4 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

En metros:

$$H_{\text{poly\_m\_seccion\_6}} := \frac{H_{\text{poly\_seccion\_6}}}{g}$$

$$H_{\text{poly\_m\_seccion\_6}} = 1.5356 \times 10^3 \text{ m}$$

Altura politrópica máxima  
por impulsor (a Tmax):

$$H_{6\_max} := Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_6} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_6\_corregida}}}{k-1} \right) \cdot \frac{\left[ (RC_{\text{enfriador}})^{\left( \frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{poly\_6\_corregida}}} \right)} - 1 \right]}{g}$$

$$H_{6\_max} = 1.20715 \times 10^4 \text{ m}$$

Altura politrópica en la  
sección 6:

$$H_{\text{poly\_6}} := H_{\text{poly\_m\_seccion\_6}} \cdot N_{\text{impulsores\_seccion\_6}}$$

$$H_{\text{poly\_6}} = 3.0712 \times 10^3 \text{ m}$$

Presión de descarga:

$$P_{2\_seccion\_6} := \left[ \frac{H_{\text{poly\_6}} \cdot g}{Z \cdot \left( \frac{R}{PM} \right) \cdot T_{1\_seccion\_6} \cdot \left( \frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_6\_corregida}}}{k-1} \right)} + 1 \right]^{\frac{k \cdot \eta_{\text{poly\_6\_corregida}}}{k-1}} \cdot P_{1\_seccion\_6}$$

$$P_{2\_seccion\_6} = 4.10844 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Temperatura de descarga:

$$T_{2\_seccion\_6} := T_{1\_seccion\_6} \cdot \left( \frac{P_{2\_seccion\_6}}{P_{1\_seccion\_6}} \right)^{\frac{(n_6-1)}{n_6}}$$

$$T_{2\_seccion\_6} = 360.39095 \text{ K}$$

$$t_{2\_seccion\_6} := T_{2\_seccion\_6} \cdot \frac{1}{K} - 273.15$$

$$t_{2\_seccion\_6} = 87.24095 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Densidad del gas a la descarga:

$$\rho_{2\_seccion\_6} := \frac{P_{2\_seccion\_6}}{\frac{R}{PM} \cdot T_{2\_seccion\_6}}$$

$$\rho_{2\_seccion\_6} = 38.41077 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Caudal a la descarga:

$$q_{2\_seccion\_6} := q_{1\_seccion\_6} \cdot \frac{P_{1\_seccion\_6}}{P_{2\_seccion\_6}} \cdot \frac{T_{2\_seccion\_6}}{T_{1\_seccion\_6}} \cdot Z$$

$$q_{2\_seccion\_6} = 1.87447 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

#### **Potencia del compresor en la sección 6:**

$$P_{\text{comp\_6}} := m_1 \cdot H_{\text{poly\_6}} \cdot g$$

$$P_{\text{comp\_6}} = 6.02365 \times 10^5 \text{ W}$$

#### **POTENCIA TOTAL EN LA CARCASA III:**

$$P_{\text{comp\_carcasa\_III}} := P_{\text{comp\_5}} + P_{\text{comp\_6}}$$

$$P_{\text{comp\_carcasa\_III}} = 3.11392 \times 10^6 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta las pérdidas, la potencia necesaria para mover el eje del compresor en la carcasa II es:

$$P_{\text{eje\_carcasa\_III}} := \frac{P_{\text{comp\_carcasa\_III}}}{\eta_{\text{mec}}}$$

$P_{\text{eje\_carcasa\_III}} = 3.19376 \times 10^6 \text{ W}$
--

## POTENCIA TOTAL DEL COMPRESOR:

La potencia total que consumirá el compresor será:

$$P_{TOTAL} := P_{eje\_carcasa\_I} + P_{eje\_carcasa\_II} + P_{eje\_carcasa\_III}$$

$$P_{TOTAL} = 8.67127 \times 10^6 \text{ W}$$

Esto supone utilizar una turbina de 8,7 MW

## **Resultados finales:**

### **CARCASA I:**

$$V_{\text{giro\_carcasa\_I}} = 6.20704 \times 10^3 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

#### Sección 1

Presión de entrada:  $P_1 = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_1} = 2.53962 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_1} = 177.13057 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_1}} = 3$

Diámetro del impulsor:  $D_1 = 0.8 \text{ m}$

Velocidad:  $U_1 = 260 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_1}} = 2.08884 \times 10^6 \text{ W}$

#### Sección 2

Presión de entrada:  $P_{1\_seccion\_2} = 2.43962 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_{1\_seccion\_2} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_2} = 3.20236 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_2} = 83.14593 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_2}} = 2$

Diámetro del impulsor:  $D_{\text{seccion\_2}} = 0.5 \text{ m}$

Velocidad:  $U_2 = 162.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_2}} = 5.43969 \times 10^5 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_carcasa\_I}} = 2.63281 \times 10^6 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL:  $P_{\text{eje\_carcasa\_I}} = 2.70032 \times 10^6 \text{ W}$

**CARCASA II:**  $V_{\text{giro\_carcasa\_II}} = 1.10347 \times 10^4 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

### Sección 3

Presión de entrada:  $P_{1\_seccion\_3} = 3.10236 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_{1\_seccion\_3} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_3} = 7.7824 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_3} = 182.13057 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_3}} = 3$

Diámetro del impulsor:  $D_{\text{seccion\_3}} = 0.45 \text{ m}$

Velocidad:  $U_3 = 260 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_3}} = 2.08884 \times 10^6 \text{ W}$

### Sección 4

Presión de entrada:  $P_{1\_seccion\_4} = 7.6824 \times 10^5 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_{1\_seccion\_4} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_4} = 1.04453 \times 10^6 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_4} = 88.40159 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_4}} = 2$

Diámetro del impulsor:  $D_{\text{seccion\_4}} = 0.3 \text{ m}$

Velocidad:  $U_4 = 173.33333 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_4}} = 6.18916 \times 10^5 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_carcasa\_II}} = 2.70776 \times 10^6 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL:  $P_{\text{eje\_carcasa\_II}} = 2.77719 \times 10^6 \text{ W}$

**CARCASA III:**  $V_{\text{giro\_carcasa\_III}} = 2.17724 \times 10^4 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

#### Sección 5

Presión de entrada:  $P_{1\_seccion\_5} = 1.03453 \times 10^6 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_{1\_seccion\_5} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_5} = 3.05514 \times 10^6 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_5} = 200.45497 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_5}} = 3$

Diámetro del impulsor:  $D_{\text{seccion\_5}} = 0.25 \text{ m}$

Velocidad:  $U_5 = 285 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_5}} = 2.51156 \times 10^6 \text{ W}$

#### Sección 6

Presión de entrada:  $P_{1\_seccion\_6} = 3.04514 \times 10^6 \text{ Pa}$

Temperatura de entrada:  $t_{1\_seccion\_6} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

Presión de salida:  $P_{2\_seccion\_6} = 4.10844 \times 10^6 \text{ Pa}$

Temperatura de salida:  $t_{2\_seccion\_6} = 87.24095 \text{ }^\circ\text{C}$

Número de impulsores:  $N_{\text{impulsores\_seccion\_6}} = 2$

Diámetro del impulsor:  $D_{\text{seccion\_6}} = 0.15 \text{ m}$

Velocidad:  $U_6 = 171 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Potencia (sin pérdidas):  $P_{\text{comp}_6} = 6.02365 \times 10^5 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL  
(sin pérdidas):  $P_{\text{comp\_carcasa\_III}} = 3.11392 \times 10^6 \text{ W}$

POTENCIA TOTAL:  $P_{\text{eje\_carcasa\_III}} = 3.19376 \times 10^6 \text{ W}$

### **POTENCIA TOTAL DEL COMPRESOR:**

$P_{\text{TOTAL}} = 8.67127 \times 10^6 \text{ W}$



## ANEXO VI



## **CASO B: CÁLCULO DE LA CURVA TEÓRICA DEL COMPRESOR**

La altura politrópica en las condiciones normales de operación, para el 100% de la velocidad es la que se ha calculado anteriormente.

$$H_{\text{poly}} := 74054 \text{ m}$$

Basándonos en la experiencia, vamos a tomar como límite surge una altura entre un 15% y un 20% mayor a la normal (al 100% de la velocidad). El caso más restrictivo es el 20%, así que se usará este valor.

$$H_{\text{poly\_surge}} := H_{\text{poly}} \cdot 1.2$$

$$H_{\text{poly\_surge}} = 8.886 \times 10^4 \text{ m}$$

$$Q_1 := 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La curva de un compresor sigue la siguiente ecuación:

$$H(Q) = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$$

Vamos a resolver un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas.

Para conocer el valor de  $B_1$ :

$$\frac{d}{dQ} H = 0$$

$$\frac{d}{dQ} H = B_1 + 2 \cdot C_1 \cdot Q_1 = 0$$

Tomando valores iniciales:

$$A_1 := 1$$

$$C_1 := 1$$

$$B_1 := 1$$

Dado

$$A_1 + B_1 \cdot Q_1 + C_1 \cdot Q_1^2 = H_{\text{poly}}$$

$$A_1 + B_1 \cdot Q_1 + C_1 \cdot (0.7 \cdot Q_1)^2 = H_{\text{poly\_surge}}$$

$$B_1 + 2 \cdot C_1 \cdot Q_1 = 0$$

Solución := Find( $A_1, B_1, C_1$ )

$$\text{Solución} = \begin{pmatrix} 4.501 \times 10^4 \\ 2.904 \times 10^3 \\ -72.602 \end{pmatrix}$$

$$A := 45010$$

$$B := 2904$$

$$C := -72.602$$

La curva del compresor es:  $H(Q) = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$

$$H(Q) := A + BQ + CQ^2$$

$$Q := 1..50$$

